



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISA DAN PEMODELAN SYSTEM VARIABLE VALVE TIMING PADA ENGINE FOUR STROKE 100 CC

ARIF JOKO SUSILO
NRP. 2113105031

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM 141585

ANALYSIS AND MODELING VARIABLE VALVE TIMING SYSTEM FOR ENGINE FOUR STROKE 100 CC

ARIF JOKO SUSILO
NRP. 2113105031

Academic Supervisor
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Tchnology
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISA DAN PEMODELAN SYSTEM VARIABLE VALVE TIMING PADA ENGINE FOUR STROKE 100 CC

ARIF JOKO SUSILO
NRP. 2113105031

Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



ANALISA DAN PEMODELAN SYSTEM VARIABLE VALVE TIMING PADA ENGINE FOUR STROKE 100CC

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Otomotif
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Arif Joko Susilo
Nrp. 2113 105 031

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD (Pembimbing I)
NIP. 195106051978031002
2. Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc (Penguji I)
NIP. 197805102001121001
3. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST,MT (Penguji II)
NIP. 197004121997032003
4. Moch. Solichin, ST,MT (PengujiIII)
NIP. 198908172015041003



SURABAYA
Januari , 2016

ANALISA DAN PEMODELAN SYSTEM VARIABLE VALVE TIMING PADA ENGINE FOUR STROKE 100CC

Nama Mahasiswa : Arif Joko Susilo
NRP : 2113 105 031
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing: Prof. Ir. I Nyoman Sutantra,M.Sc., Ph.D

Abstrak

Sepeda motor merupakan kendaraan yang banyak digunakan saat ini. Sepeda motor dapat berjalan karena adanya proses pembakaran di dalam silinder. Dalam proses pembakaran tersebut salah satunya melibatkan mekanisme katup. Pada saat proses pemasukan bahan bakar dan udara pada silinder, katup intake membuka disebabkan oleh putaran *camshaft*. Putaran *camshaft* tersebut berasal dari gerak translasi piston yang memutar *crankshaft*. Saat *camshaft* berputar menyebabkan pelatuk katup terdorong sehingga katup membuka. Disaat putaran *crankshaft* rendah bukaan katup intake penuh kemudian disaat putaran *crankshaft* tinggi bukaan katup intake penuh juga. Maka dari itu tugas akhir ini bertujuan untuk memodelkan bukaan katup berdasarkan putaran *crankshaft*. Sehingga disaat putaran *crankshaft* rendah bukaan katup intake rendah namun disaat putaran *crankshaft* tinggi bukaan katup intake tinggi atau disebut *variable valve timing*.

Metode perencanaan bukaan katup dibahas dan disimulasikan dengan menggunakan bantuan *Software Lotus Engine Simulation (LES)*. Pertama melakukan pengumpulan data spesifikasi engine dan data study eksperimen. Selanjutnya membuat model standard dengan *maximum valve lift* 5,5 mm dan melakukan *verifikasi dan validasi*. Kemudian membuat model

perbaikan dengan memvariasikan *maximum valve lift*. Variasi *maximum valve lift* terdiri dari 3 variasi yaitu Variasi 1 dengan *maximum valve lift* 4,5 mm dan 5,5 mm, Variasi 2 dengan *maximum valve lift* 5,5 mm dan 6,5 mm, Variasi 3 dengan *maximum valve lift* 6,5 mm dan 7,5 mm.

Dari penelitian pengaruh 3 variasi *maximum valve lift* tersebut disimpulkan bahwa untuk putaran *crankshaft* dibawah 7500 rpm memakai model standard dengan *maximum valve lift* 5,5 mm dan untuk putaran diatas 7500 rpm memakai variasi 3 dengan *maximum valve lift* 7,5 mm dengan peningkatan *performance engine* rata-rata untuk Torsi sebesar 9,46%, Daya Efektif sebesar 9,68%, Tekanan Efektif rata-rata (*bme_p*) sebesar 9,48%, Pemakaian bahan bakar spesifik (*bsfc*) sebesar 1,9 % dan Efisiensi Thermal sebesar 5,24 %.

Kata kunci: motor bakar, camshaft, crankshaft, variable valve timing, LES

ANALYSIS AND MODELING OF VARIABLE VALVE TIMING SYSTEM FOR ENGINE FOUR STROKE 100 CC

Nama Mahasiswa : Arif Joko Susilo
NRP : 2113 105 031
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing: Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,Ph.D

Abstract

The motorcycle is a vehicle which is widely used today. Motorcycles can be run due to the combustion process in the cylinder. In the combustion process is one of them involves a valve mechanism. At the time of importation of fuel and air in the cylinder, the intake valve opening caused by the rotation of the camshaft. The camshaft round came from translational motion of the piston rotating crankshaft. When the camshaft rotate causing the trigger valve driven so that the valves open. Low crankshaft rotation when the intake valve opening is full and then when crankshaft rotation higher intake valve opening full well. Therefore this thesis aims to model the valve opening by rotation of the crankshaft. Low crankshaft rotation so that when the intake valve opening is low but high crankshaft rotation when the intake valve opening height, or so-called variable valve timing.

Valve opening planning methods are discussed and simulated with the help of Software Lotus Engine Simulation (*LES*). The first data collection engine specification data and study experimental. Next create a standard model with a maximum valve lift of 5.5 mm and verification and validation. And then create an improved model by varying the maximum valve lift. Maximum valve lift variation consists of three variations of Variation 1 with a maximum valve lift 4.5 mm and

5.5 mm, the variation 2 with a maximum valve lift of 5.5 mm and 6.5 mm, the variation 3 with a maximum valve lift of 6.5 mm and 7.5 mm.

The result for 3 variations of the investigation of the influence of the maximum valve lift for a round crankshaft concluded that under 7500 rpm wearing a standard model with a maximum valve lift of 5.5 mm and above 7500 rpm for a round wear variations of 3 with maximum valve lift 7.5 to the average increase in engine performance -rata for Torque 9.46%, Power 9.68%, Brake Mean Effective Pressure (BMEP) 9.48%, Specific Fuel Consumption (SFC) 1.9% and Efficiency Thermal 5, 24%.

Keywords : internal combustions engine, camshaft, crankshaft, variable valve timing, LES

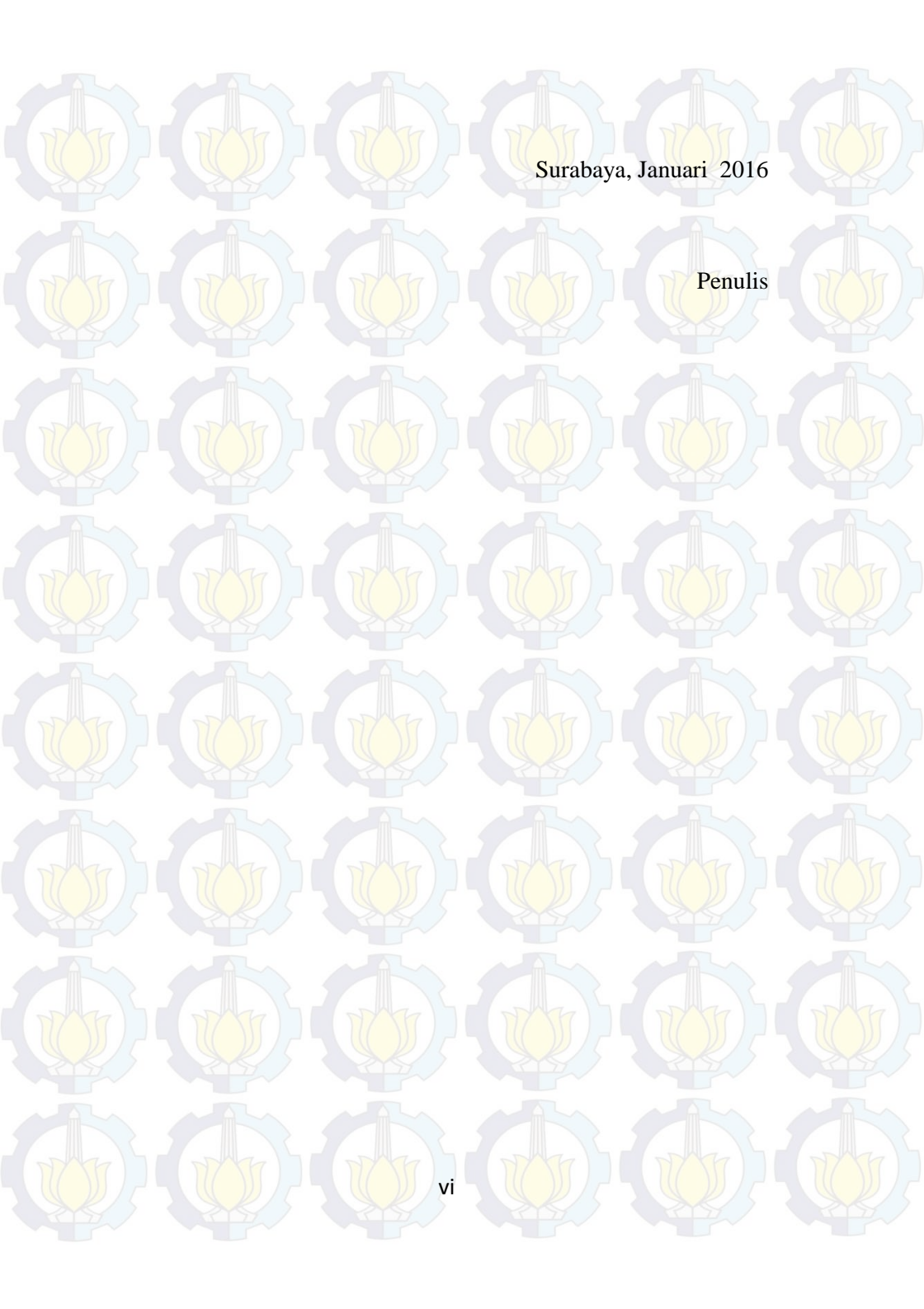
KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas rahmat dan karunia-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan serta bantuan dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terimakasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc.PhD selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan saran, motivasi serta ilmu-ilmu yang bermanfaat bagi penulis.
2. Orang tua tercinta beserta keluarga yang telah mendukung dalam penyelesaian tugas akhir ini.
3. Bapak Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc, Dr. Wiwiek Hendrowati, ST,MT, Moch. Solichin, ST,MT selaku dosen penguji tugas akhir. Terimakasih atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Seluruh dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS
5. Teman-teman Program LJ Teknik Mesin 2013, terimakasih atas dukungan dan bantuannya selama ini.
6. Teman-teman futsal Teknik Mesin ITS
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu

Penulis Menyadari keterbatasan dan kekurangan dalam penyelesaian tugas akhir ini, maka saran dan kritik yang membangun dari pembaca sangat diharapkan oleh penulis untuk penyempurnaan karya ini.

Akhirnya besar harapan penulis semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat dalam perkembangan teknologi dimasa sekarang maupun masa mendatang. Terima kasih



Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Tinjauan Pustaka	5
2.2 Dasar Teori	7
2.2.1 Prinsip Siklus	7
2.2.1.1 Langkah Hisap	8
2.2.1.2 Langkah Kompresi.....	8
2.2.1.3 Langkah Kerja.....	9
2.2.1.4 Langkah Buang	10
2.2.2 Mekanisme Katup.....	11
2.2.2.1 Katup.....	11
2.2.2.2 Camshaft	12
2.2.2.2.1 Cam Lift	12
2.2.2.3 Pelatuk Katup.....	13
2.2.3 Karakteristik Bahan Bakar.....	14
2.2.3.1 Motor Octane Number	14
2.2.3.2 Molar Mass	15
2.2.3.3 Density	15
2.2.3.4 Lower Heating Value	15
2.2.4 Parameter Unjuk Kerja	15
2.2.4.1 Torsi	16

2.2.4.2	Daya	17
2.2.4.3	Tekanan Efektif Rata-rata	17
2.2.4.4	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik	19
2.2.4.5	Efisiensi Thermal	19

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Diagram Alir Penelitian	21
3.2	Prosedur Penelitian	23
3.2.1	Studi Literatur, Studi Lapangan dan Identifikasi Lapangan.....	23
3.2.2	Perumusan Masalah	23
3.2.3	Pengumpulan Data	23
3.2.4	Pembuatan Model Simulasi Awal.....	24
3.2.5	Verifikasi dan Validasi Model	26
3.2.6	Menjalankan Simulasi.....	28
3.2.7	Pembuatan Model Perbaikan dan Running Model	28
3.2.8	Analisa dan Pembahasan Hasil Data.....	30

BAB IV PEMODELAN SYSTEM DAN ANALISA DATA

4.1	Contoh Perhitungan	31
4.1.1	Perhitungan Daya.....	31
4.1.2	Perhitungan Torsi.....	32
4.1.3	Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (Bmep)	32
4.1.4	Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (Bsfc)	33
4.1.5	Perhitungan Efisiensi thermal.....	34
4.2	Grafik Validasi antara Port Simulasi dan Penelitian Sebelumnya.....	34
4.3	Pembuatan Model Perbaikan (Improvement)	36
4.4	Analisa Data.....	38
4.4.1	Grafik Hasil Simulasi port (SOHC) dengan Variasi Maximum Valve Lift.....	39
4.4.1.1	Grafik Daya vs Putaran Engine.....	39

4.4.1.2	Grafik Torsi vs Putaran Engine.....	40
4.4.1.3	Grafik Bmep vs Putaran Engine	41
4.4.1.4	Grafik Bsfc vs Putaran Engine.....	42
4.4.1.5	Grafik Efficiency Thermal vs Putaran Engine.....	44

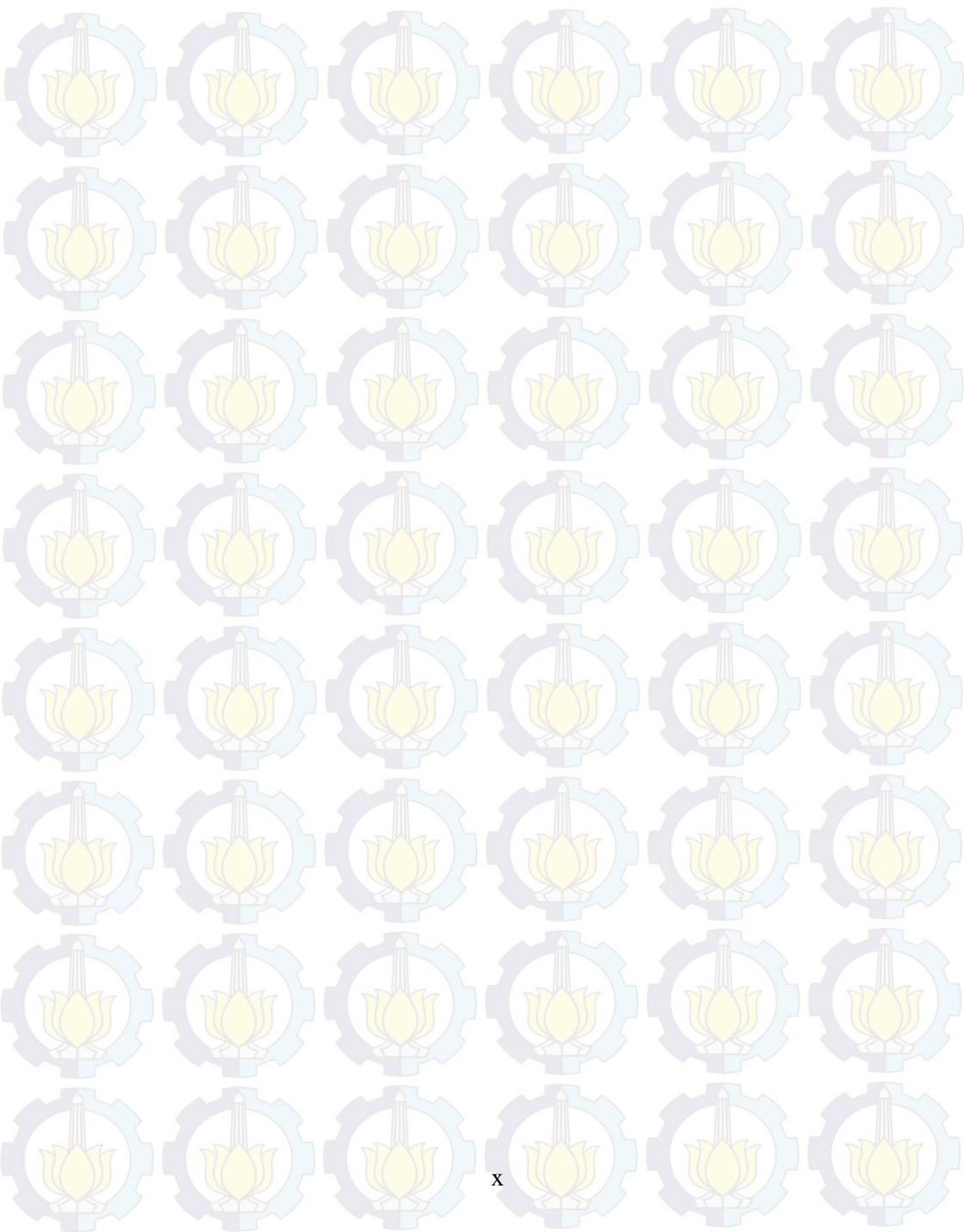
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	47
5.2	Saran	47

DAFTAR PUSTAKA.....	49
---------------------	----

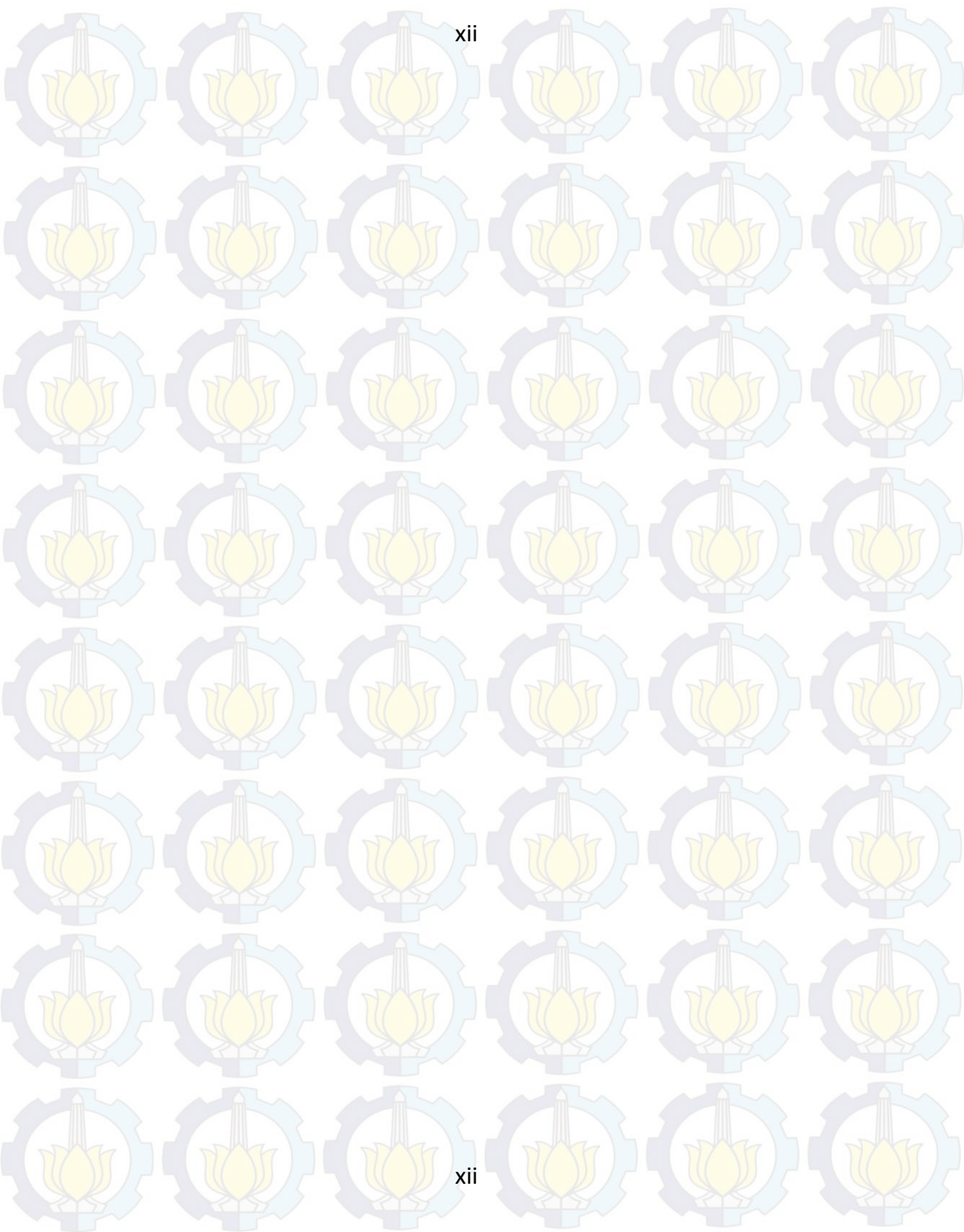
LAMPIRAN

BIODATA PENULIS



DAFTAR GAMBAR

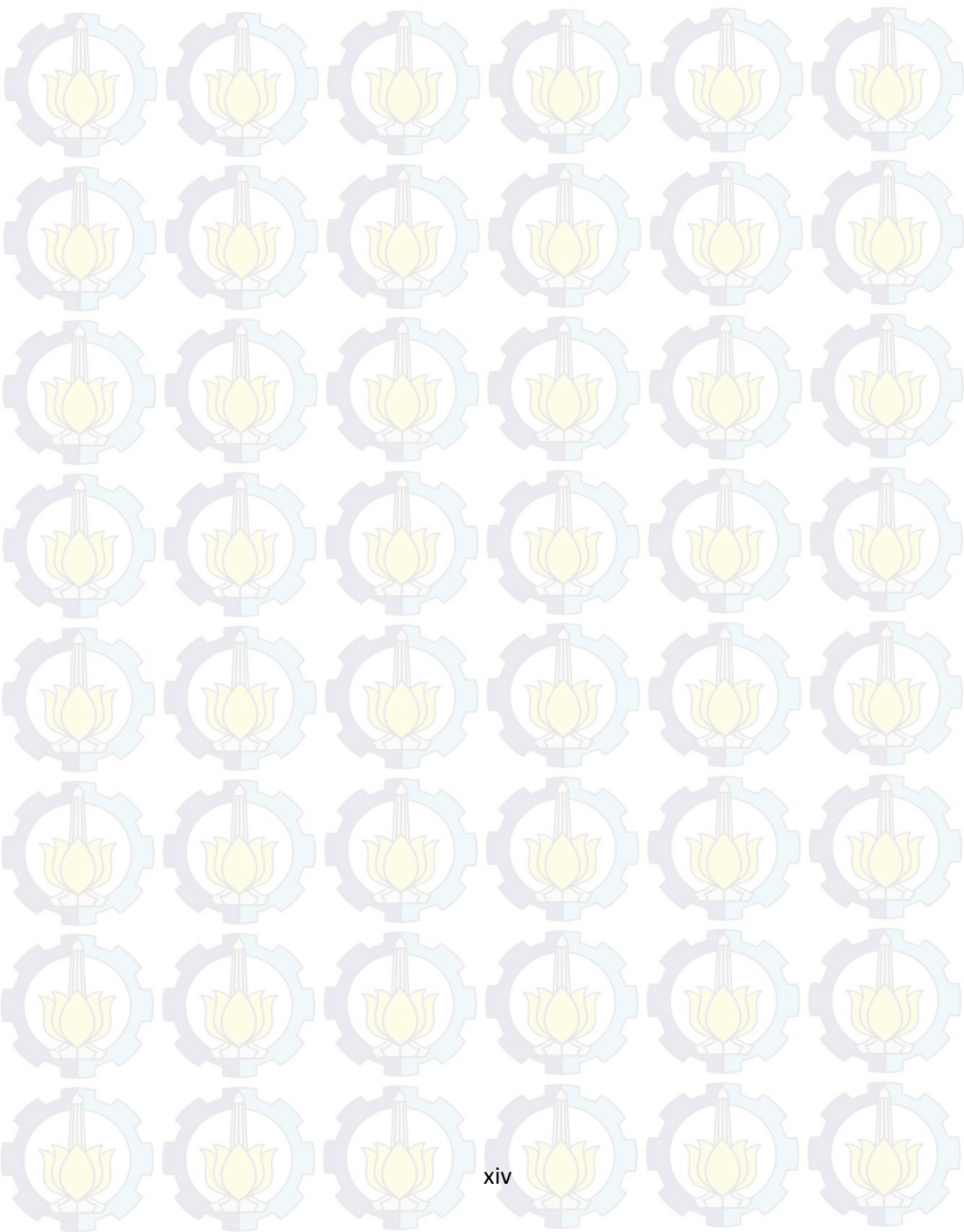
Gambar 2.1	Siklus Motor Otto	7
Gambar 2.2	Langkah Hisap	8
Gambar 2.3	Langkah Kompresi	8
Gambar 2.4	Langkah Ekspansi	9
Gambar 2.5	Langkah Buang	10
Gambar 2.6	Komponen Katup	12
Gambar 2.7	Camshaft	13
Gambar 2.8	Profil Cam Lift	13
Gambar 2.9	Pelatuk Katup	14
Gambar 2.10	Waterbrake Dynamometer	16
Gambar 2.11	Gaya Yang Bekerja Pada Piston	17
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian	21
Gambar 3.2	Diagram Alir Penelitian (Lanjutan)	22
Gambar 3.3	Engine tipe SOHC dengan model timing chain	25
Gambar 3.4	Skema system model referensi	25
Gambar 3.5	Skema system model refrensi awal dengan LES	27
Gambar 3.6	Skema model perbaikan waktu bukaan katup	29
Gambar 3.7	Macam-macam operasi putaran engine	29
Gambar 4.1	Grafik Daya vs Putaran Engine [5]	35
Gambar 4.2	Grafik Daya vs Putaran Engine Model Awal	35
Gambar 4.3	Cam Standard	36
Gambar 4.4	Macam-macam Variasi Cam	37
Gambar 4.5	Model system perbaikan (Improvement) pada LES	38
Gambar 4.6	Grafik Daya vs Putaran Engine	39
Gambar 4.7	Grafik Torsi vs Putaran Engine	40
Gambar 4.8	Grafik Bmep vs Putaran Engine	42
Gambar 4.9	Grafik Bsfc vs Putaran Engine	44
Gambar 4.10	Grafik Efficiency Thermal vs Putaran Engine	45





DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar Peartalite.....	14
Tabel 3.1 Komponen pada LES beserta parameter inputanny	27
Tabel 4.1 Variasi Maximum Valve Lift.....	37



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Permasalahan kenaikan bahan bakar minyak yang ada di Indonesia dan mulai menipisnya cadangan minyak di dalam perut bumi merupakan masalah utama yang gempar dibicarakan saat ini. Berbagai macam inovasi dan modifikasi sudah banyak diciptakan demi mengurangi penggunaan bahan bakar fosil ini. Dari motor 2 langkah kemudian menjadi motor 4 langkah ini menandakan bahwasannya untuk meningkatkan emisi gas buang yang ramah lingkungan dan juga penghematan bahan bakar.

Pada masa modern ini memindahkan barang dari satu tempat ke tempat lain selalu menggunakan suatu alat transportasi. Dimana alat transportasi terdiri dari sepeda, becak, motor, mobil, bus, truck, dll. Dari alat transportasi tersebut salah satunya motor adalah kendaraan yang semakin lama semakin bertumbuh besar dan berkembang pesat, sehingga dalam mengkonsumsi bahan bakar fosil juga semakin besar yang dibutuhkan.

Minyak bumi merupakan sumber utama penghasil energy yang ada di dalam bumi dan juga termasuk kedalam sumber energy yang tidak dapat diperbarui, Sehingga setelah digunakan tidak dapat kembali atau diperbaiki. Untuk menemukan minyak bumi tersebut membutuhkan waktu yang tidak lama dalam melakukan penelitian dan juga pencapain sampai mendapatkan minyak bumi langsung siap pakai. Oleh karena itu pada masa sekarang dapat dilakukan mengoptimalkan bahan bakar minyak tersebut agar pemakaiannya menjadi lebih efisien.

Dalam siklus kerja mekanisme katup pada mesin 4 langkah saat ini yaitu saat putaran engine tinggi katup intake serta katup exhaust membuka penuh dan saat putaran engine rendah katup intake serta exhaust membuka penuh juga. Sehingga pemasukan bahan bakar kedalam silinder kurang efisien serta unjuk kerja yang dihasilkan oleh suatu mesin tersebut kurang optimal.

Berdasarkan uraian tersebut, Maka dilakukan penelitian langkah optimalisasi waktu bukaan katup terhadap unjuk kerja mesin empat langkah. Proses investigasi meliputi design model system pada aliran pemasukan bahan bakar dengan menambahkan sensor dan actuator. Kemudian mendesign camshaft dengan berbagai variasi *maximum valve lift*, lalu menghubungkan antara kecepatan *crankshaft* dengan variasi *maximum valve lift* tersebut. Untuk penentuan antara kecepatan *crankshaft* dengan variasi *maximum valve lift* terhadap unjuk kerja engine dilakukan menggunakan *Software Lotus Engine Simulation (LES)* dengan tujuan untuk mengetahui unjuk kerja mesin empat langkah.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana membuat model yang mewakili system aliran bahan bakar *engine four stroke* 100 cc.
2. Bagaimana membuat model system waktu bukaan katup pada aliran bahan bakar injeksi pada engine four stroke 100 cc dengan penambahan sensor dan actuator menggunakan *Software Lotus Engine Simulation (LES)*.
3. Bagaimana hubungan antara kecepatan engine dengan 3 variasi *Maximum Valve Lift* pada *port injection (SOHC)* simulasi terhadap hasil unjuk kerja mesin four stroke 100 cc pada system aliran bahan bakar.

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah maka tujuan penyusunan penelitian ini adalah :

1. Mendapatkan model yang mewakili system aliran bahan bakar *engine four stroke* 100 cc.
2. Mendapatkan model system waktu bukaan katup pada aliran bahan bakar injeksi pada engine four stroke 100 cc dengan penambahan sensor dan actuator menggunakan *Software Lotus Engine Simulation (LES)*.

3. Mendapatkan hasil hubungan antara kecepatan engine dengan variasi *Maximum Valve Lift* terhadap unjuk kerja mesin four stroke 100 cc pada system aliran bahan bakar.

1.4 Batasan Masalah

Penelitian ini dibatasi ruang lingkupnya dikarenakan terbatasnya waktu, biaya dan peralatan uji yang tersedia. Sehingga tidak semua permasalahan yang ada pada engine akan dibahas. Batasan – batasan permasalahan yang ditentukan antara lain :

1. Kondisi temperatur ruangan diasumsikan 30°C dan tekanan ruangan diasumsikan 1 atmosfer dan dianggap gas ideal.
2. Bahan bakar yang digunakan adalah pertalite yang diproduksi oleh Pertamina.
3. Mesin yang digunakan adalah mesin four stroke menggunakan 1 silinder dengan kapasitas 100 cc.
4. Data dan bentuk yang tidak ada direferensi, disesuaikan dengan data pada software *Lotus Engine Simulation (LES)*.
5. Pemodelan pada *Lotus Engine Simulation* berada pada kondisi *steady state*.

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian ini diharapkan bisa dijadikan ilmu pengetahuan dan informasi seluas-luasnya kepada masyarakat mengenai aliran system bahan bakar model injeksi dengan *system variable valve timing*. Penelitian ini dapat digunakan sebagai referensi dalam pengembangan penelitian motor four stroke dengan 1 silinder selanjutnya. Sebagai kontribusi tidak langsung dalam upaya mendukung program pemerintahan terhadap pengembangan teknologi otomotif di Indonesia.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Beberapa penelitian yang telah dilakukan dan menjadi dasar dalam analisa dan pemodelan pada mesin motor pembakaran dalam, sebagai berikut :

Dr. Ulf Raese dan Thomas Kuhn [1] dalam penelitiannya dengan judul “*The Application of Variable Event Valve Timing to a modern Diesel Engine*”. Penelitian tersebut membandingkan mesin standard dengan mesin *variable valve actuation* menggunakan software *Ricardo Wafe Program* dengan memvariasikan kecepatan mesin 1000 rpm, 1200 rpm, 1400 rpm dan 1600 rpm serta *intake valve opening timing* dari 31° menjadi 57° serta *exhaust valve opening timing* dari 102° menjadi 135° . Dari penelitiannya tersebut dihasilkan penurunan bsfc sekitar 2,3% dan dapat menaikkan torsi sekitar 3%.

Lawrence Mianzo dan Huei Peng [2] dari Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics University of Michigan dengan judul “*Modeling and Control of a Variable Valve Timing Engine*”. Dalam penelitian tersebut memajukan waktu pengapian 20° sebelum TMA menggunakan system pemodelan kemudian diterapkan pada Simulink didapat kenaikan nilai Bmep lebih tinggi daripada mesin tanpa *variable valve timing*.

Chen Jia-dui [3] dari College of Mechanical Engineering of Guizhou University dengan judul “*Dynamic Simulation and Experiments of a Novel Variable Valve Timing System*”. Dalam penelitian tersebut memvariasikan kecepatan dari 800 rpm, 1500 rpm, 3000 rpm dan 6000 rpm terhadap *maximum valve lift* dari 7

mm , 8 mm, 9 mm. Dari Simulink tersebut didapat bahwa kecepatan 6000 rpm dan *maximum valve lift* 9 mm yang paling optimal. Sehingga dengan Simulink disimpulkan sudut overlap antara katup masuk dan katup buang semakin besar seiring kecepatan mesin dan penurunan konsumsi bahan bakar menurun saat kecepatan mesin rendah.

Osama H Ghazal, Yousef S. Najjar, Kutaeba J [4] dari Mechanical Engineering Department, Applied Science Private University, Amman, Jordan dengan penelitiannya tentang “*Modeling the Effect of Variable Timing of the Exhaust Valves on SI Engine Emissions for Greener Vehicles*”. Dalam penelitian pemodelan menggunakan software *Lotus Engine Simulation* dan *Zinox* memvariasikan sudut *Exhaust Valve Opening (EVO)* dari 0° – 25° dan *Exhaust Valve Closing (EVC)* dari 0° – 60° . Kemudian kecepatan mesin divariasikan dari 1000 rpm - 5000 rpm dan nilai *equivalence ratio* (ϕ) adalah 1. Dari penelitian tersebut disimpulkan ada sedikit efek *performance engine* saat sudut *EVC* kurang dari 25° pada kecepatan rendah. Selain itu semakin besar nilai sudut *EVO*, semakin besar pula nilai Carbon monoksida yang dibutuhkan.

Fajardo Yoshia [5] dalam penelitiannya yang berjudul “*Analisa Pengaruh Perubahan Tinggi Buka-an Katup Terhadap Kinerja Motor bakar Otto*”. Penelitiannya memvariasikan *maximum valve lift* dengan 4 mm, 4,5 mm, 5 mm dari *maximum valve lift standard* 5,5 mm mm pada katub intake, kemudian 3,95 mm, 4,4 mm, 4,9 mm dari *maximum valve lift standard* 5,4 mm.

Dalam penelitian tersebut didapat bahwa penggunaan *intake maximum valve lift* 4 mm dan *exhaust maximum valve lift* 3,95 lebih efektif digunakan pada putaran mesin < 5000 rpm dengan penurunan kadar C_o sebesar 42,07%, kenaikan kadar CO_2 sebesar 5,58%, penurunan kadar HC sebesar 21,63%, kenaikan kadar O_2 sebesar 3,54%. Kemudian untuk *intake maximum valve lift* 5,5 mm dan *exhaust maximum lift* 5,4 mm lebih efektif digunakan

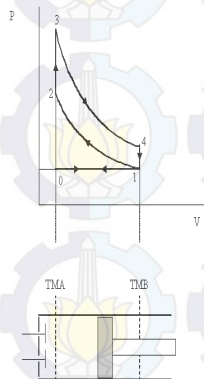
pada putaran mesin > 5000 rpm dengan penurunan kadar CO sebesar 26,47%, kenaikan kadar CO_2 sebesar 4,99%, penurunan kadar HC sebesar 20,833%, kenaikan kadar O_2 sebesar 3,17%.

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Prinsip Siklus Otto

Mesin Otto adalah mesin pembakaran dalam yang memanfaatkan proses pembakaran (energy panas) berupa campuran bahan bakar dan udara menjadi energy mekanis (gerak). Mesin Otto 4 langkah berbeda dengan Mesin Otto 2 langkah, Mesin Otto 2 langkah adalah mesin pembakaran dalam dimana 1 kali pembakaran dibutuhkan 2 kali langkah piston.

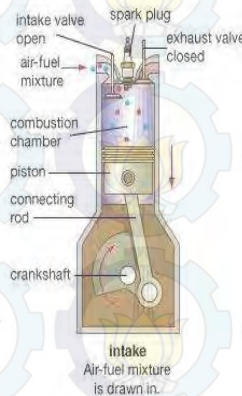
Sedangkan Mesin Otto 4 langkah adalah mesin pembakaran dalam yang membutuhkan 4 kali langkah piston dalam satu siklus pembakaran [6]. Empat langkah dalam satu siklus tersebut yaitu hisap (intake), kompresi (compression), kerja (ekspansi) dan buang (exhaust) seperti pada gambar 2.1. Dalam 4 langkah piston tersebut membutuhkan satu 2 kali putaran poros engkol (crankshaft). Prinsip kerja Mesin Otto 4 sebagai berikut :



Gambar 2.1 Siklus Motor Otto [6]

2.2.1.1 Langkah hisap (intake)

Pada langkah hisap ini kondisi katup hisap terbuka sedangkan katup buang tertutup. Proses ini berawal piston bergerak dari Titik mati Atas (TMA) bergerak menuju ke Titik Mati Bawah (TMB), dimana dalam ruang bakar terjadi kevakuman (tekanan ruang bakar lebih rendah daripada tekanan atmosfer) sehingga bahan bakar dan udara yang dalam bentuk uap masuk ke dalam melalui katup hisap seperti ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Langkah Hisap [6]

2.2.1.2 Langkah kompresi (compression)

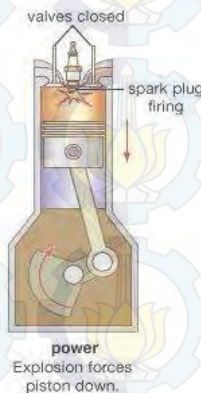
Pada gambar 2.3 menjelaskan langkah kompresi, dimana pada langkah ini katup hisap dan katup buang tertutup. Piston bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) menuju Titik Mati Atas (TMA) karena ada dorongan dari poros engkol, Sehingga dalam keadaan ini campuran bahan bakar dan udara terdorong keatas. Sebelum piston sampai pada Titik Mati Atas (TMA) busi memercikan bunga api maka di dalam ruang bakar tersebut terjadi ledakan sehingga menyebabkan adanya usaha atau kerja.



Gambar 2.3 Langkah Kompresi [6]

2.2.1.3 Langkah kerja (ekspansi)

Pada langkah ini kondisi kedua katup tertutup. Saat puncak langkah kompresi busi memercikan bunga api maka piston bergerak dari Titik Mati Atas (TMA) menuju ke Titik Mati bawah (TMB) seperti yang di tunjukkan pada gambar 2.4.

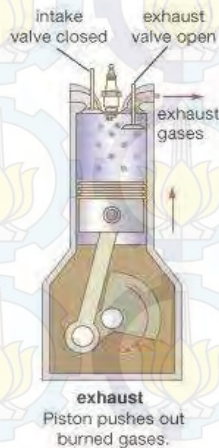


Gambar 2.4 Langkah Ekspansi [6]

2.2.1.4 Langkah buang (exhaust)

Pada langkah ini ditunjukkan pada gambar 2.5, dimana kondisi katup hisap tertutup sedangkan katup buang terbuka. Saat piston sampai Titik Mati Bawah (TMB) maka saat itu pula piston mulai terdorong oleh poros engkol untuk bergerak menuju Titik Mati Atas (TMA). Sehingga dalam keadaan tersebut campuran bahan bakar dan udara yang terbakar ke dorong keluar melalui katub buang (exhaust). Dalam proses ini ada beberapa detik pada saat katup buang mulai menutup disaat bersamaan pula katub hisap terbuka, sehingga ada sebagian campuran bahan bakar dan udara yang baru masuk sedikit ikut terbuang. Proses tersebut dinamakan Proses Overlapping,

Mesin Otto termasuk kedalam kategori spark ignition engine karena proses pembakaran menggunakan percikan bunga api (spark). Percikan bunga api tersebut berada dalam ujung busi yang di masukkan kedalam ruang bakar. Pada ujung busi tersebut terdapat celah, dimana celah tersebut dapat diatur besarnya. Untuk percikan bunga api tersebut berasal dari proses pengapian.



Gambar 2.5 Langkah Buang [6]

2.2.2 Mekanisme Katup

Mekanisme katup adalah suatu system yang berfungsi memutuskan atau menghubungkan aliran bahan bakar dan udara dengan menggerakkan katup baik secara manual maupun hidrolis. Jenis-Jenis mekanisme katup berdasarkan jenis penggeraknya terdiri dari *Overhead Valve (OHV)*, *Single Overhead Camshaft (SOHC)* dan *Double Overhead Camshaft (DOHC)*. Komponen mekanisme katup sendiri terdiri atas katup, camshaft dan pelatuk katup (rocker arm).

2.2.2.1 Katup

Katup masuk dan katup buang terbentuk cendawan (*mushroom*) atau disebut dengan “*poppet valve*”. Katup masuk menerima panas pembakaran, dengan demikian katup mengalami pemuaian tidak merata yang akan berakibat dapat mengurangi efektivitas kerapatan pada dudukan katup. Untuk meningkatkan efisiensi biasanya lubang pemasukan dibuat sebesar mungkin. Sementara itu katup buang juga menerima tekanan panas, tekanan panas yang diterima lebih tinggi, hal ini akan mengurangi efektivitas kecepatan juga, sehingga akibatnya pada dudukan katup mudah terjadi keausan. Untuk menghindari hal tersebut, kelonggaran (*clearance*) antara stem katup dan kepala stem dibuat lebih besar.

Kepala katup mempunyai mempunyai peranan yang sangat penting, karena katup harus tetap bekerja baik walaupun temperaturnya berubah-ubah. Bidang atas kepala katup disebut tameng. Bentuknya ada yang cekung dan ada yang cembung. Tameng cekung disebut tameng terompet dan biasanya dipakai sebagai katup masuk. Sedangkan tameng cembung dipakai sebagai katup buang karena kekuatannya yang lebih tinggi. Pada katup juga terpasang pegas-pegas katup yang ditugaskan untuk menutup katup sesuai dengan gerak tuas ungkit menjauhi ujung

batang katup. Untuk komponen katup selengkapnya ditunjukkan pada gambar 2.6



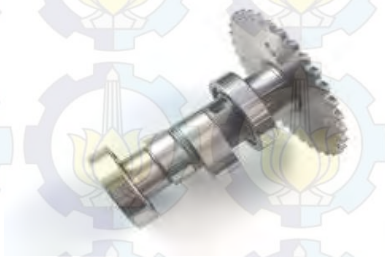
Gambar 2.6 Komponen Katup [6]

2.2.2.2 Camshaft

Camshaft atau sering disebut nokren as adalah suatu komponen yang berfungsi untuk menggerakkan katup intake dan katup exhaust membuka atau menutup berdasarkan putaran crankshaft. Camshaft sendiri bergerak dengan dihubungkan antara crankshaft dengan flywheel menggunakan rantai yang disangga dua buah bearing. Camshaft ini berbentuk tidak simetris karena terdapat tonjolan yang biasanya disebut cam. Untuk setiap katup dioperasikan oleh satu buah camshaft. Untuk gambar selengkapnya seperti pada gambar 2.7.

2.2.2.2.1 Cam Lift

Cam lift merupakan kemampuan dari cam atau tonjolan pada camshaft untuk mendorong rocker arm agar katup dapat membuka atau menutup. Titik tertinggi saat cam mendorong disebut maximum valve lift. Untuk tinggi *maximum valve lift* setiap engine berbeda-beda sesuai dengan kebutuhan. Untuk profil cam lift selengkapnya pada gambar 2.8



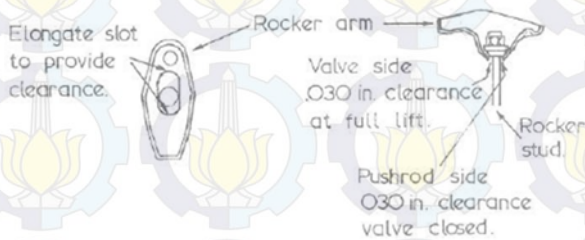
Gambar 2.7 Camshaft [6]



Gambar 2.8 Profil Cam Lift [6]

2.2.2.3 Pelatuk Katup

Pelatuk katup (rocker arm) adalah sebuah komponen yang menghubungkan antara katup dengan camshaft. Oleh karena itu rocker arm harus terbuat dari bahan yang kuat dan tangguh agar mampu menahan gerakan dari camshaft dan katup. Rocker arm bergerak seperti pengungkit yang mendorong katup untuk membuka atau menutup. Untuk skema kerja selengkapnya ditunjukkan pada gambar 2.9



Gambar 2.9 Pelatuk Katup [6]

2.2.3 Karakteristik Bahan Bakar

Dalam penelitian ini, bahan bakar yang digunakan yaitu peartalite. Berikut adalah karakteristik bahan bakar peartalite seperti pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar Peartalite [7]

Properties	Gasoline
Motor Octane Number	91
Molecular Mass (kg/kmol)	114,23
Density (kg/L)	0,77
Calorific Value (kJ/kg)	43000
H/C Ratio Fuel (molar)	1,7678
O/C Ratio Fuel (molar)	0,0239

2.2.3.1 Motor Octane Number

Nilai oktan adalah angka yang menunjukkan seberapa besar tekanan yang bisa diberikan sebelum bahan bakar terbakar

secara spontan. Semakin tinggi nilai oktan, maka semakin besar ketahanan bahan bakar terhadap tekanan yang diterima bahan bakar tersebut.

2.2.3.2 Molar Mass

Massa molar adalah massa dari satu mol sebuah unsur atau senyawa kimia. Massa molar ini akan mempengaruhi terhadap rasio udara dan bahan bakar, dikarenakan rasio udara dan bahan bakar dapat diperoleh dengan menggunakan basis massa dikali dengan basis molar.

2.2.3.3 Density

Densitas adalah perbandingan massa bahan bakar terhadap volume bahan bakar pada suhu acuan 30°C. Pengetahuan mengenai densitas ini berguna untuk penghitungan kuantitatif dan pengkajian kualitas penyalan.

2.2.3.4 Lower Heating Value

Nilai kalor bawah atau calorific value adalah suatu nilai yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen.

2.2.4 Parameter Unjuk Kerja

Pengujian suatu engine ditentukan oleh beberapa parameter yakni unjuk kerja engine dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan engine dan faktor ekonomisnya sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan faktor lingkungan. Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja tersebut adalah sebagai berikut :

1. Torsi.

2. Daya efektif.
3. Tekanan efektif rata-rata (bmep).
4. Pemakaian bahan bakar spesifik (bsfc).
5. Effisiensi thermal.

2.2.4.1 Torsi

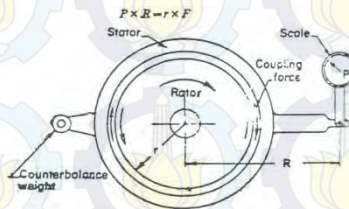
Torsi adalah ukuran kemampuan engine untuk menghasilkan kerja. Dan didalam keadaan sehari-hari torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk mendapatkan kecepatan tinggi. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau lb.ft (British).

$$\text{Torsi} = P \times R \quad (2.1)$$

Dimana, P = Gaya tangensial
 R = Lengan gaya water brake

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh motor dibaca pada *display waterbrake dynamometer* lihat gambar 2.10. Torsi yang didapatkan masih dalam lbf ft sehingga diperlukan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan metris. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah

$$X = \left[\frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \times \frac{1 \text{ m}}{3.2808 \text{ ft}} \right]$$



Gambar 2.10 Waterbrake dynamometer [8]

2.2.4.2 Daya (*Brake Horse Power*)

Daya Motor merupakan daya yang diberikan ke poros penggerak oleh motor per satuan waktu. Besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\text{bhp} = T \times \omega$$

$$\text{bhp} = 2 \times \pi \times n \times T \text{ (Watt)}$$

$$\text{bhp} = 2\pi \cdot n \cdot T / 746 \text{ (hp)} \quad (2.2)$$

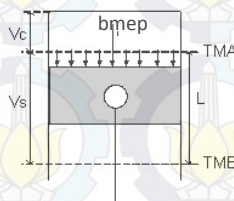
dimana , bhp = Daya motor, (Watt)

T = Torsi engine, (N.m)

n = Putaran poros, (rpm)

2.2.4.3 Tekanan Efektif Rata-rata (*Brake Mean Effective Pressure*)

Proses pembakaran campuran udara bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut disebut sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Seperti pada gambar 2.11. Besarnya bmep dapat diturunkan sebagai berikut :



Gambar 2.11 Gaya yang bekerja pada piston [8]

Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah :

$$F = Bmep \times A$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB :

$$W = F \times L = (Bmep \times A) \times L$$

Daya Motor (Kerja persatuan waktu).

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja. Dimana, $\frac{n}{z} \left(\frac{\text{siklus}}{\text{menit}} \right)$; $z = 1$ (2langkah),

2 (4langkah)

Daya tiap silinder :

$$bhp = \frac{Bmep \times A \times L \times n}{z}$$

Daya motor sejumlah “i” silinder :

$$bhp = \frac{Bmep \times A \times L \times n \times i}{z}$$

$$\text{Maka, } bmep = \frac{bhp \times z}{A \times L \times n \times i} \text{ (Pa)} \quad (2.3)$$

Dimana, bhp = Daya motor, (Watt)

A = Luas penampang torak, (m²)

L = Panjang langkah torak, (m)

i = Jumlah silinder

n = Putaran mesin, (rps)

z = 1 (motor 2 langkah) atau 2 (motor 4 langkah)

2.2.4.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*Specific Fuel Consumption*)

Ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu engine, yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya *Specific Fuel Consumption* dapat dihitung dengan persamaan :

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \quad (2.4)$$

dimana, \dot{m}_{bb} = laju aliran massa bahan bakar , (kg/s)

bhp = Daya motor, (Watt)

Pada pengujian standar, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$m_{bb} = \rho_{bensin} \times \text{Volume} \quad (2.5)$$

dimana, ρ_{bensin} = SG_{bensin} × ρ_{H_2O} (kg/m³)

2.2.4.5 Efisiensi Thermal

Effisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor.

$$\eta_{th} = \frac{\text{Energi yang berguna}}{\text{Energi yang diberikan}} \times 100\%$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu, t maka :

$$\eta_{th} = \frac{\frac{\text{kerja}}{\text{waktu}}}{\left(\frac{\text{panas yang diberikan}}{\text{waktu}} \right)} \times 100 \%$$

dimana: $\text{kerja} / \text{waktu} = \text{daya (bhp)}$

panas yang diberikan = nilai kalor \times massa bahan bakar

$$= Q \times \dot{m}_{bb}$$

$$\text{sehingga } \eta_{th} = \frac{bhp}{\dot{m}_{bb} \times Q} \times 100\% \quad (2.6)$$

Dimana, sfc = konsumsi bahan bakar spesifik, $\frac{kg}{Watt \cdot s}$

\dot{m}_{bb} = laju aliran massa bahan bakar, $\frac{kg}{s}$

Q = nilai kalor bawah dari bensin yang dipakai, $\frac{J}{kg}$

Apabila sfc yang diketahui memiliki satuan kg/kWh maka :

$$\eta_{th} = \frac{3600}{sfc \times Q} \times 100\% \quad (2.7)$$

Air Fuel Ratio (AFR)

Rasio udara bahan – bakar A/F dapat dicari dengan persamaan berikut,

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (2.8)$$

Lambda (λ)

Lambda yaitu perbandingan perbandingan A/F secara aktual dengan A/F secara teoritis.

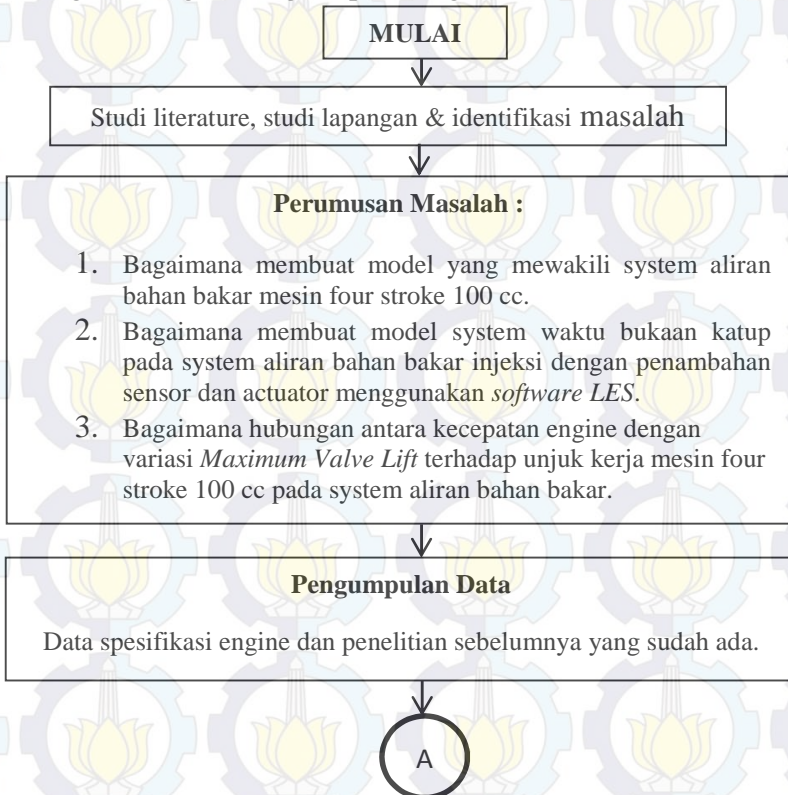
$$\lambda = \frac{A/F_{\text{actual}}}{A/F_{\text{teoritis}}}$$

BAB III

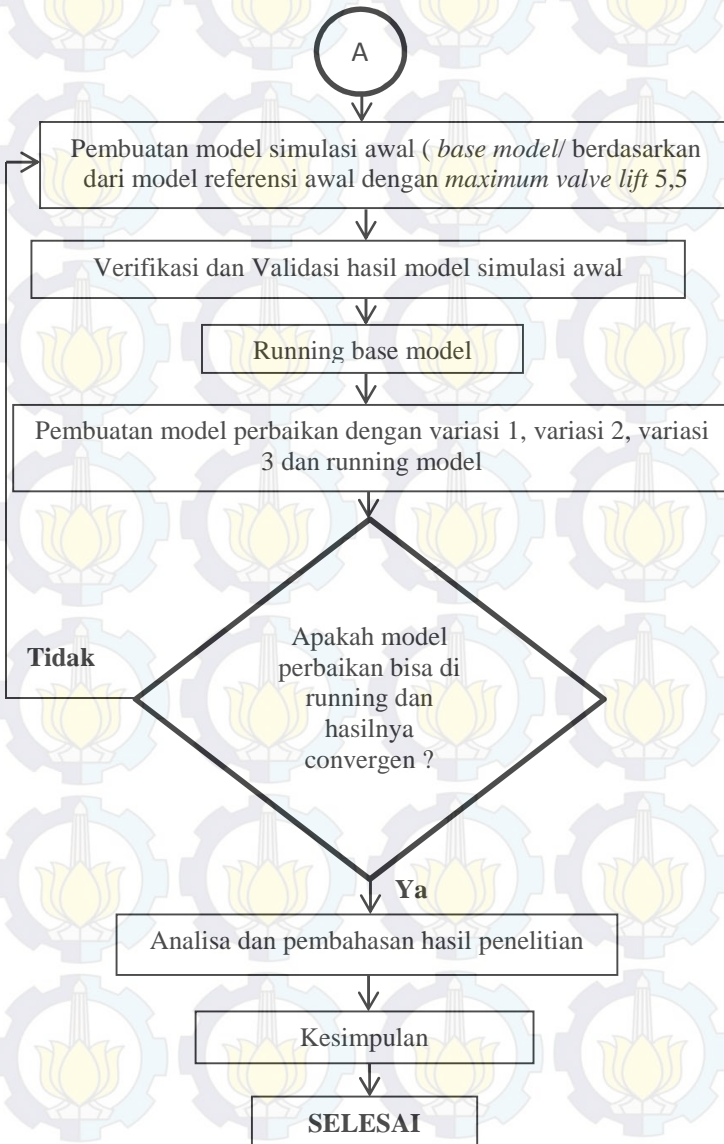
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 DIAGRAM ALIR PENELITIAN

Penelitian Tugas Akhir ini akan dilaksanakan dengan mengikuti langkah-langkah pada diagram alir dibawah ini :



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian (Lanjutan)

3.2 Prosedur Penelitian

3.2.1 Studi Literatur, Studi lapangan, & Identifikasi Permasalahan

Tahap ini dilakukan untuk mengetahui permasalahan yang dapat dijadikan topic Tugas Akhir. Tahap ini juga menyangkut tentang system bahan bakar dan juga bentuk dari camshaft yang digunakan sebagai obyek penelitian. Hal ini menjadi dasar dari identifikasi masalah adalah permasalahan seperti yang telah dikemukakan sebelumnya pada latar belakang.

3.2.2 Perumusan Masalah

Setelah masalah teridentifikasi dengan baik, maka tahap selanjutnya adalah merumuskan masalah yang dijadikan objek dalam penelitian Tugas Akhir ini. Adapun perumusan masalah telah dijelaskan pada bab sebelumnya.

3.2.3 Pengumpulan Data

Untuk menunjang tugas akhir ini, dilakukan pengumpulan data-data antara lain :

1. Spesifikasi standard engine four stroke 100
 - Model : Supra X 100 cc
 - Jumlah Silinder : 1 silinder
 - Tipe mesin : 4 langkah, Pendinginan udara
 - Diameter x langkah : 50 x 49,5 mm
 - Volume langkah : 97,1 cc
 - Rasio kompresi : 9,0 : 1
 - Tipe mekanisme katup : Single Over Head Camshaft (SOHC)
 - Maximum valve lift : 5,5 mm
 - Valve timing

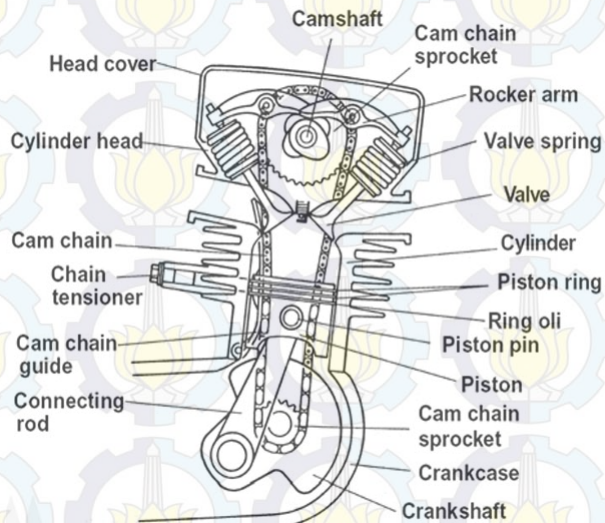
- Intake valve membuka : 0^0 pada TMA
 - Intake valve menutup : 28^0 setelah TMB
 - Exhaust valve membuka : 30^0 sebelum TMB
 - Exhaust valve menutup : 0^0 pada TMA
2. Data hasil eksperimen dan data yang digunakan sebagai pedoman dalam penggunaan software *Lotus Eengine Simulation (LES)*.

3.2.4 Pembuatan Model Simulasi Awal

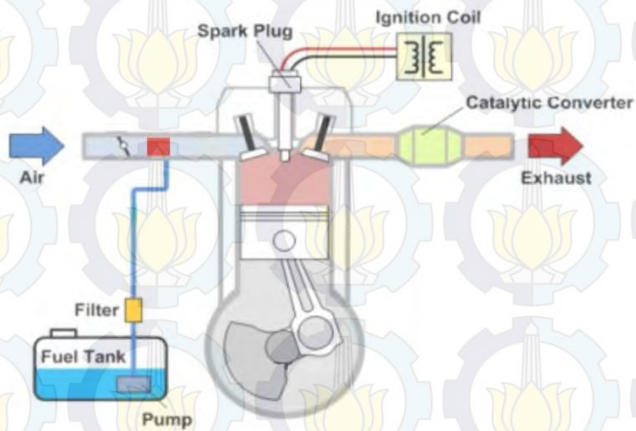
Pembuatan model simulasi awal dilakukan setelah pengumpulan data selesai. Pada tahap ini skema awal dibuat berdasarkan pada aliran system bahan bakar yang sebenarnya. Pada gambar 3.3 termasuk mekanisme *Single Over Head Camshaft (SOHC)* dengan model timing chain. Cara kerja mekanisme tersebut adalah crankshaft dihubungkan dengan camshaft melalui sprocket dan rantai. Untuk memulai gerakan crankshaft pada awalnya adalah dengan adanya starter motor yang memutar flywheel (starter motor hanyalah penggerak awal flywheel pada crankshaft).

Flywheel tersebut berputar memutar crankshaft, crankshaft berputar menggerakkan piston dari TMA ke TMB. Sementara itu crankshaft melalui timing belt juga memutar camshaft. Camshaft dengan tonjolan nok mendorong katup isap. Seiring dengan turunnya piston dan terbukanya katup hisap maka akan menghisap campuran bahan bakar dan udara melewati intake manifold dari system karburator.

Pada system aliran bahan bakar yang sebenarnya dibuat sederhana mungkin agar lebih mudah dalam membuat simulasi. Untuk itu skema system model referensi yang ditunjukkan pada gambar 3.4 dapat mewakili gambar yang sebenarnya. Sehingga dapat mudah membuat skema model dalam *software Lotus Engine Simulation (LES)*.



Gambar 3.3 Engine tipe SOHC dengan model timing chain [9]



Gambar 3.4 Skema system model referensi

Dalam pembuatan model ini dengan menggunakan *software Lotus Engine Simulation (LES)*, model konseptual ini nantinya akan dijadikan sebagai acuan dan referensi. Pada pembuatan model ini yang dilakukan pertama adalah memasukkan sejumlah komponen engine. Dalam hal ini *fuel, default inlet, default intake throttle, inlet port, port flow data, intake valve, cylinder, exhaust valve, port flow data, default pipe, default exit* [9]. Komponen tersebut kemudian disusun secara seri dan berurutan mulai dari default inlet sampai default exit, selengkapnya pada gambar 3.5. Kemudian dimasukkan sejumlah input parameter ke dalam komponen pada tabel berikut.

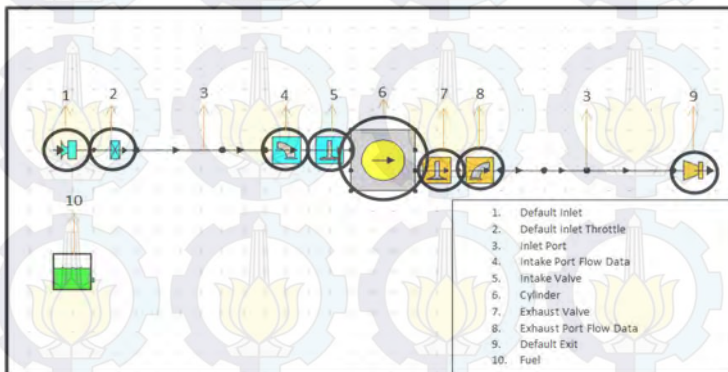
3.2.5 Verifikasi dan Validasi Model

Verifikasi mengacu pada bagaimana merangkai model dengan benar (*building the model correctly*), atau bagaimana kompleksitas model menjadi lebih sederhana sehingga dapat diramalkan dengan mudah bagaimana hasil simulasi nantinya. membangun model sesuai dengan yang diharapkan. Pada tahap ini, model simulasi akan dibandingkan dengan model konseptual yang telah dibuat sebelumnya. Model simulasi dengan *software* tersebut harus merupakan gambaran yang sesuai dengan model konseptual. Dengan adanya tahap verifikasi ini diharapkan bisa menjawab pertanyaan apakah model telah diimplementasikan dengan benar di dalam komputer.

Verifikasi model dapat dilakukan dengan memastikan bahwa tiap-tiap komponen dalam simulasi telah beroperasi seperti yang diharapkan. Untuk itu, model harus dibangun dengan bertahap dan detail yang minimal, kemudian setiap tahap dijalankan untuk diperiksa hasilnya. Cara yang umum dilakukan adalah dengan mengurangi kerumitan. Dalam konteks ini, validasi model mengacu pada bagaimana membangun model yang benar (*building the right model*), sehingga pada tahap ini dirancang agar model simulasi yang telah dirancang sesuai dengan kondisi real yang ada dilapangan.

Tabel 3.1 Komponen pada *LES* beserta parameter inputannya

Component	Input
Valve Mechanism	valve open (degree), valve close (degree), dwell max, max. lift, MOP, lift option, lift option data
Inlet/Outlet	default (atmospheric pressure)
Valve port	no. of valves, intake & exhaust throat dia., port type
Cylinder	bore, stroke, con-rod length, pin off-set, comp. ratio, phase, combustion model, open cycle HT, closed cycle HT, surface area, surface temp, cylinder axis angle, piston mass (opt.), con-rod rot mass (opt.), con-rod recip. mass (opt.), con-rod inertia (opt.)
Intake throttle	Throttle type, Throttle dia, spindle dia, close angle, throttle angle, Discharge CF
Intake/exhaust	Volume, surface area, Wall Temperature, Plenum HTC
Fuel	fuel system, fuel type, calorific value, density, H/C ratio fuel, Molecular mass, maldistribution factor
Steady state test data	ambient pressure, ambient air temp., inlet pressure, inlet temp., exit pressure, equivalence ratio, specific humidity

Gambar 3.5 Skema system model referensi awal dengan *Lotus Engine Simulation*

3.2.6 Menjalankan Simulasi

Tahap ini adalah bagaimana model yang telah dibuat apakah sudah benar dan diterima oleh software *LES*. Dalam menjalankan simulasi terdapat sebuah perintah yaitu *data checking wizard*. Dalam perintah tersebut adalah untuk mendeteksi apakah ada yang kurang dalam memasukan propertiis atau salah dalam skema pembuatan model, sehingga sebelum dilakukan running pemodelan yang telah dibuat dalam mengetahui bahwa pemodelan tersebut salah atau benar.

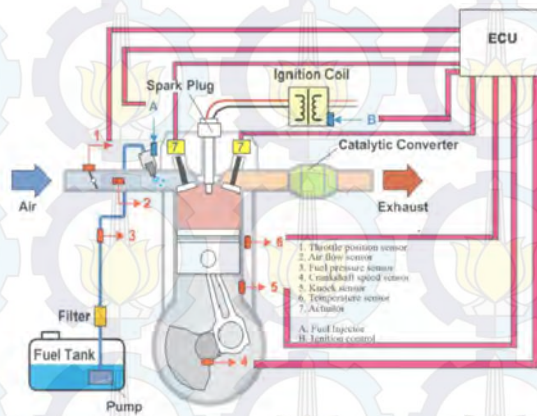
3.2.7 Pembuatan Model Perbaikan dan Running Model

Tahap selanjutnya adalah pembuatan model perbaikan (*improvement*). Langkah perbaikan ini adalah memberikan sensor pada crankshaft dan memberikan actuator pada katup yang kemudian dihubungkan pada ECU, selengkapnya seperti pada gambar 3.6. Cara kerja system ini adalah saat putaran crankshaft rendah maka mid rocker arm tidak aktif sehingga crankspeed sensor akan memberikan informasi pada ECU. ECU mendapatkan informasi berupa sinyal kemudian memberikan informasi pada actuator untuk mengatur cam angle sensor agar camshaft dengan maximum valve lift rendah yang mengatur bukaan katup intake dan exhaust.

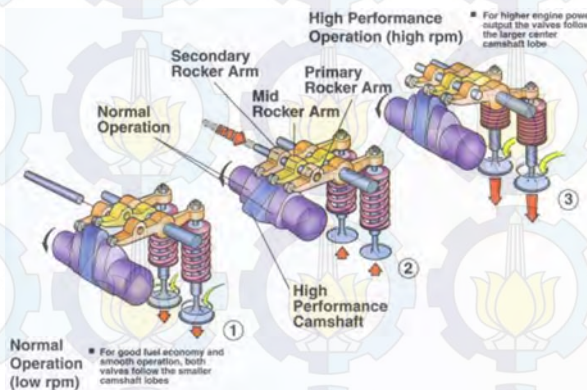
Pada saat putaran crankshaft tinggi pin didorong oleh oli bertekanan sehingga mid rocker arm aktif maka crankspeed sensor agar memberikan informasi pada ECU agar camshaft dengan maximum valve lift tinggi yang mengatur bukaan katup, untuk gambar cara kerjanya seperti pada gambar 3.7 [9].

Setelah model perbaikan sudah dibuat kemudian memvariasikan *maximum valve lift (MVL)*. Dimana tujuannya adalah untuk mengetahui variasi *maximum valve lift (MVL)* terhadap hasil unjuk kerja mesin. Variasi terbaik yang diambil adalah berdasarkan hasil unjuk kerja paling tinggi. Variasi

maximum valve lift (MVL) tersebut terdiri dari 3 variasi. Dimana variasi 1 dengan *maximum valve lift* untuk putaran rendah 4,5 mm dan untuk putaran tinggi 5,5 mm. Untuk variasi 2 dengan *maximum valve lift* untuk putaran rendah 5,5 mm dan untuk putaran tinggi 6,5 mm sedangkan variasi 3 dengan *maximum valve lift* untuk putaran rendah 6,5 mm dan putaran tinggi 7,5 mm [10].



Gambar 3.6 Skema model perbaikan waktu bukaan katup



Gambar 3.7 Macam-macam operasi putaran engine

3.2.8 Analisa dan Pembahasan Hasil Data

Dari masing-masing variasi simulasi dapat dianalisa antara kecepatan engine dan *maximum valve lift* terhadap unjuk kerja dengan membuat grafik. Kemudian apakah nilai unjuk kerja tersebut disebabkan oleh besarnya *maximum valve lift (MVL)* pada masing-masing katup. Dari macam-macam variasi *maximum valve lift* yang dibuat kita dapat mengetahui variasi mana dari *model system* yang paling optimum.

Dalam pembuatan model improvement ini hasil unjuk kerja diharapkan lebih baik daripada model awal (*base model*) dengan penambahan sensor-sensor dan actuator akan mempengaruhi unjuk kerja dari mesin standard. Sehingga dalam proses analisa data diharapkan dapat mengetahui dan mengerti penyebab-penyebab yang mempengaruhi hasil unjuk kerja mesin.

BAB IV

PEMODELAN SYSTEM DAN ANALISA DATA

Pada bab ini akan dijelaskan tentang model system perbaikan (*improve model*) dan analisa hasil unjuk kerja dari model perbaikan dengan model awal. Dalam analisa hasil unjuk kerja meliputi pembuatan grafik putaran crankshaft vs torsi, grafik putaran crankshaft vs daya, grafik putaran crankshaft vs bmep, grafik putaran crankshaft vs bsfc dan grafik putaran crankshaft vs efisiensi thermal. Sebelum membuat model perbaikan, diperlukan *verifikasi* dan *validasi* dari system model awal. Setelah model system perbaikan sudah selesai dibuat, kemudian memvariasikan *Maximum Valve Lift* pada *camshaft*. Untuk data hasil simulasi dapat dilihat pada lampiran.

4.1 Contoh Perhitungan

Tujuan dari perhitungan yang dilakukan ini untuk mengetahui besar dari setiap unjuk kerja dari mesin four stroke 100 cc. Dalam penelitian ini ada parameter-parameter yang dihitung dan ada parameter-parameter yang diukur. Parameter yang dihitung adalah torsi, tekanan efektif rata-rata (bmep) dan efisiensi thermal. Sedangkan parameter-parameter yang diukur yaitu daya efektif (bhp) dan konsumsi bahan bakar. Dalam penelitian ini satuan yang digunakan untuk perhitungan adalah satuan SI. Untuk contoh perhitungan perhitungan unjuk kerja sebagai berikut :

4.1.1 Perhitungan Daya

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power (ihp)*, *brake horse power (bhp)* dan *friction horse power (fhp)*. Daya yang digunakan dalam perhitungan ini adalah *brake horse power (bhp)*. Dari hasil pengujian didapatkan nilai bhp sebesar 3,66 hp pada putaran mesin 5000 rpm. Konversi yang dilakukan sebagai berikut :

$$bhp = 3,66 \text{ hp} \times \frac{746 \text{ W}}{1 \text{ hp}} = 2730,36 \text{ Watt} = 2,7 \text{ kW}$$

4.1.2 Perhitungan Torsi

Dari hasil perhitungan daya diatas, maka menghitung nilai torsi menggunakan rumus sebagai berikut :

- $Bhp = 2730,36 \text{ Watt}$
- Putaran mesin = 5000 rpm = 83,33 rps

$$T = \frac{bhp}{2 \pi n} = \frac{2730,36 \text{ Watt}}{2 \times 3,14 \times 83,33 \text{ rps}} = 5,217 \text{ Nm}$$

4.1.3 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (bmep)

Untuk melakukan perhitungan tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa parameter dari karakteristik mesin. Adapun data-data mesin dan perhitungan tekanan efektif rata-rata adalah sebagai berikut :

Data awal :

- Diameter Piston (D) = 50 mm
- Panjang Langkah (l) = 49,5 mm
- Jumlah silinder (i) = 1
- z = 2 (motor 4 langkah)
- Putaran mesin = 5000 rpm = 83,33 rps

Dari data diameter piston, dapat dicari luas permukaan piston (A) yaitu :

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{3,14}{4} \times (0,050 \text{ m})^2 = 1,9625 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Rumus :

$$bmep = \frac{bhp \times z}{A \times l \times n \times i}$$

$$bmep = \frac{2,7 \text{ kW} \times 2}{1,9625 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \times 0,0495 \text{ m} \times 83,33 \frac{1}{s} \times 1}$$

$$bmep = 667,07 \text{ kPa} = 6,67 \text{ bar}$$

4.1.4 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (bsfc)

Berdasarkan Data Awal :

- Waktu konsumsi bahan bakar = 21,47 s
- ρ_f = 0,77 kg/l
- volume (v) = 10 ml = 1×10^{-2} l

SFC merupakan banyaknya laju aliran bahan bakar persatuan daya. Hal ini dapat ditunjukkan sebagai :

$$Sfc = \frac{\dot{m}}{P} \cdot \left(\frac{g}{s} \right)$$

Dapat dihitung nilai \dot{m}_f sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \rho_f \cdot v \\ &= 0,77 \frac{kg}{l} \cdot 1 \times 10^{-2} l \\ &= 7,7 \times 10^{-3} kg \end{aligned}$$

Menghitung besarnya nilai flow rate bahan bakar peartalite :

$$\begin{aligned} \dot{m}_f &= \frac{m_f}{t} \\ &= \frac{7,7 \times 10^{-3} kg}{21,47 s} \\ &= 3,586 \times 10^{-4} \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Dengan kata lain, volume bahan bakar sejumlah 10 ml membutuhkan waktu 21,47 s untuk menghabiskan bahan bakar. Sehingga diperoleh *specific fuel consumption* (SFC) sebesar :

$$\begin{aligned} Sfc &= \frac{\dot{m}}{P} = \frac{3,586 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}}{2,7 kW} \times 3600 s \\ &= 0,423 \frac{kg}{kWh} \end{aligned}$$

4.1.5 Perhitungan Effisiensi Thermal

Data :

- Bhp = 2,7 kW
- Nilai kalor peartalite = 43000 kJ/kg
- \dot{m}_f = $3,586 \times 10^{-4}$ kg/s

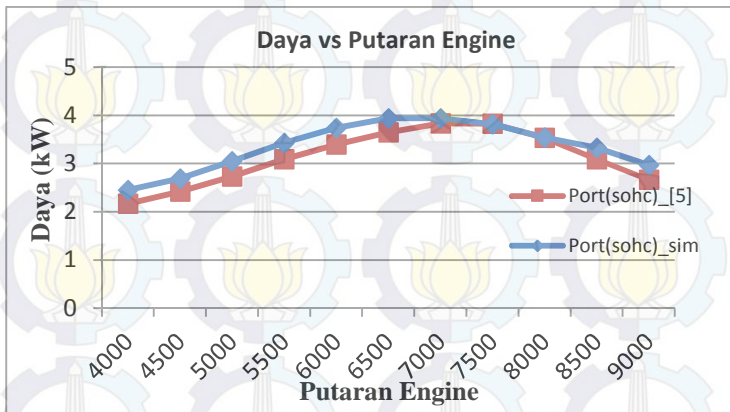
$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \left(\frac{Bhp}{\dot{m}_f \times Q_{HV}} \right) \times 100\% \\ &= \frac{2,7 \text{ kW}}{3,586 \times 10^{-4} \times 43000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \times 100 \% \\ &= 17,50 \%\end{aligned}$$

4.2 Grafik Validasi antara Port Simulasi dan Penelitian Sebelumnya [5]

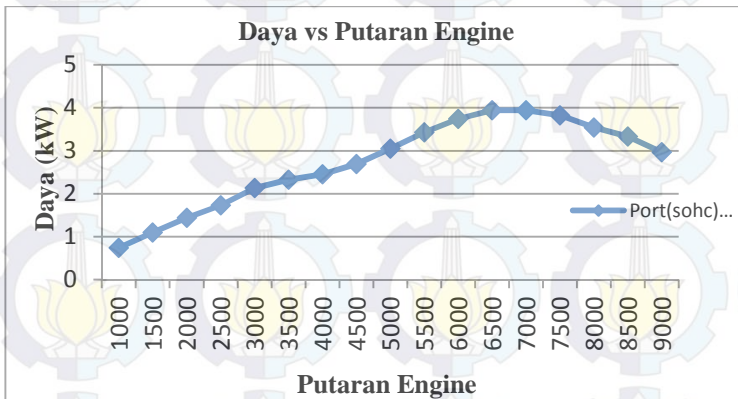
Secara teori, seiring putaran *engine* meningkat maka daya motor juga akan meningkat. Hal ini dikarenakan daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran *engine*. Pada putaran tertentu torsi dan *losses* yang terjadi lebih besar daripada kenaikan putaran, hal ini mengakibatkan daya justru akan turun. Berdasarkan gambar 4.1 dibawah, trendline yang terbentuk adalah parabolic terbuka kebawah. Pada port (SOHC) simulasi, nilai daya efektif maksimal terjadi pada putaran 7000 rpm sedangkan pada port (SOHC) penelitian sebelumnya [5] nilai daya efektif juga terjadi pada putaran 7000 rpm.

Prosentase penyimpangan nilai daya efektif rata-rata sekitar 7 % antara port (SOHC) penelitian sebelumnya [5] dengan port (SOHC) simulasi. Untuk hasil port simulasi dibuat putaran *engine* mulai dari 1000 rpm sampai 9000 rpm karena untuk putaran rendah dimulai dengan putaran 1000 rpm sampai 5000 rpm sedangkan putaran tinggi diatas 5000 rpm. Untuk hasil selengkapnya seperti pada gambar 4.2 dibawah ini. Perbedaan nilai daya efektif maksimal antara port (SOHC) simulasi dengan port (SOHC) penelitian sebelumnya [5] dikarenakan beberapa kondisi tes yang berbeda, seperti standart pengujian dari *LES*

Asumsi yang sedikit berbeda dengan kondisi real, dimana campuran bahan bakar dan udara yang masuk melalui *intake manifold* kedalam silinder ruang bakar dianggap konstan. Maka diperlukan validasi terhadap data-data yang menjadi pelengkap inputan ke dalam *LES* terutama pada *combustion period*, *combustion efficiency* dan *mechanical friction* pada *steady state data summary*.



Gambar 4.1 Grafik Daya vs Putaran Engine [5]

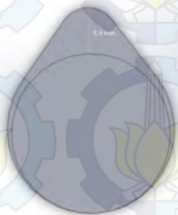


Gambar 4.2 Grafik Daya vs Putaran Engine Model Awal

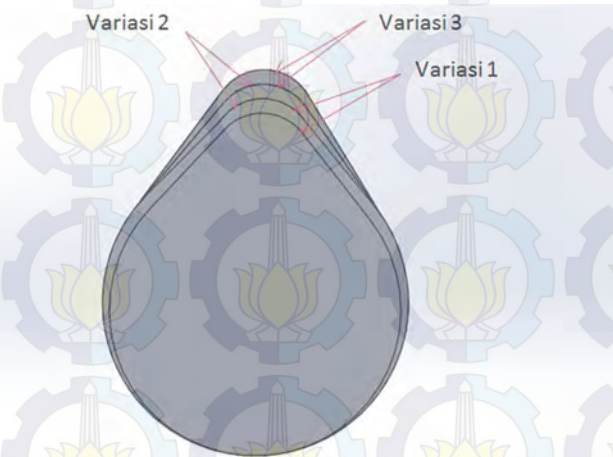
4.3 Pembuatan Model Perbaikan (*Improvement*)

Pembuatan model perbaikan ini dibuat berdasarkan model referensi atau *base model* (untuk langkah pembuatan pada bab sebelumnya) dengan *maximum valve lift* 5,5 mm seperti pada gambar 4.3 dibawah ini. Kemudian menambahkan sensor-sensor dan *actuator*. Langkah pertama kali adalah menampilkan model referensi atau *base model*. Setelah itu memberi *horness conector* pada katup *intake*, katup *exhaust*, *default intake throttle* serta pada *cylinder*. Kemudian memasukan sejumlah *actuator*, sensor, default time sensor, default steady state dan *output plot file* yang berasal dari *Toolkit Visibility*.

Pada *horness connector* katup *intake* dan katup *exhaust* disambung *wire* dengan *input actuator*, setelah itu *output actuator* disambung dengan *wire* ke *input sensor*, sementara *ouput sensor* disambung ke *horness conector*. Pada *actuator* di ubah untuk *variable* menjadi *maximum valve lift* dan dalam data level pilih *look up data* untuk putaran *engine* sebagai fungsi dari besarnya *maximum valve lift*. Sementara untuk *sensor* pada parameternya diubah menjadi *crankspeed* kemudian besarnya putaran *engine* dibuat mulai dari 1000 rpm sampai 9000 rpm dengan *interval* 500 rpm sedangkan *maximum valve lift* divariasikan dengan beberapa variasi yaitu : variasi 1, variasi 2 dan variasi 3 seperti pada gambar 4.4. Untuk data maximum valve lift selengkapny pada Tabel 4.1.



Gambar 4.3 Cam Standard [5]



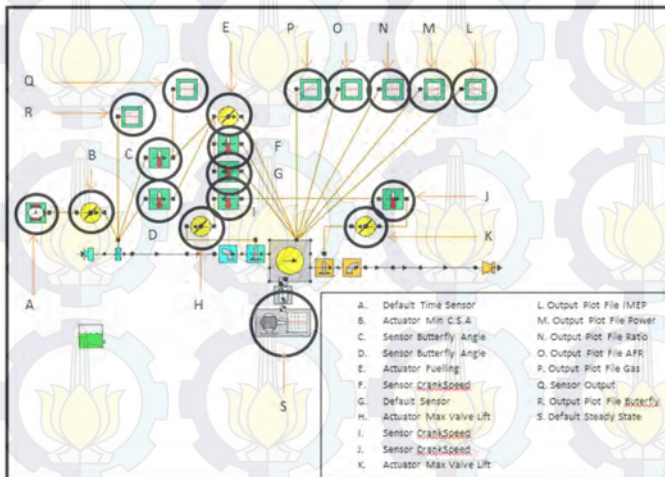
Gambar 4.4 Macam-macam Variasi

Tabel 4.1 Variasi Maximum Valve Lift

Putaran Engine (rpm)	Variasi Maximum Valve Lift			
	Model Standard	Variasi 1	Variasi 2	Variasi 3
1000 - 4999	5,5 mm	4,5 mm	5,5 mm	6,5 mm
5000 - 9000	5,5 mm	5,5 mm	6,5 mm	7,5 mm

Kemudian pada *horness conector default intake throttle* disambungkan pada *input actuator* menggunakan *wire* sedangkan *output actuator* disambungkan pada *default time sensor*.

Sedangkan untuk pengaturan bukaan sudut throttle maka diberi *output plot file* dengan parameter *butterfly angle*. Untuk pengaturan jumlah bahan bakar yang ada didalam ruang bakar maka pada *horness conector cylinder* diberikan sensor dengan parameter *crankspeed sensor*. Parameter pada *output plot file* terdiri dari *BMEP*, *Indikator Power (kW)*, *Equivalence ratio*, *Trapped Air/Fuel ratio* dan *Fuelling*[11]. Untuk selengkapnya pada gambar 4.5 dibawah ini.



Gambar 4.5 Model system perbaikan (*Improvement*) pada LES [11]

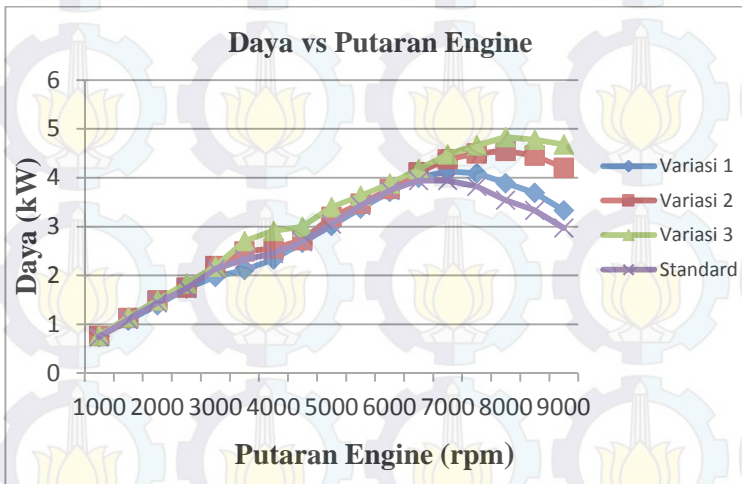
4.4 Analisa Data

Unjuk menganalisa unjuk kerja *engine* adalah dengan mengetahui kemampuan *engine* dalam menghasilkan tenaga atau power pada tiap putaran (rpm). Untuk dapat mengetahui tingkat performa dari suatu *engine*, maka dapat dilihat dari beberapa parameter yaitu torsi, daya efektif (*bhp*), tekanan efektif rata-rata (*bmeP*), konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) dan efisiensi thermal.

4.4.1 Grafik Hasil Simulasi Port Injection (SOHC) dengan Variasi Maximum Valve Lift

4.4.1.1 Grafik Daya vs Putaran Engine

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power (ihp)*, *brake horse power (bhp)*, dan *friction horse power (fhp)*. Pada putaran rendah, daya relative rendah dan akan semakin tinggi seiring dengan kenaikan putaran *engine*. Secara teori, jika putaran *engine* meningkat maka daya efektif yang dihasilkan juga akan meningkat tinggi karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran *engine*.



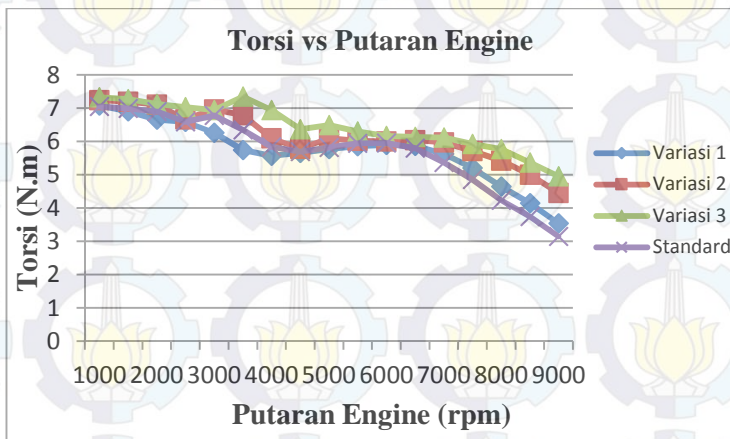
Gambar 4.6 Grafik Daya vs Putaran Engine

Berdasarkan gambar 4.6 diatas, semakin meningkatnya putaran *engine*, maka daya yang dihasilkan semakin besar karena daya merupakan fungsi torsi. Namun pada grafik, daya tidak mampu melawan *mechanical friction* sehingga pada putaran tertentu daya mengalami penurunan. Trendline yang terbentuk pada simulasi port injection (SOHC) dengan 3 variasi yaitu

variasi 1, variasi 2, variasi 3 dan standard adalah sama. Daya maksimal terletak pada port injection (SOHC) variasi 3 pada putaran *engine* 8000 rpm. Hal ini dikarenakan kinerja camshaft dengan tinggi *maximum valve lift* berpengaruh dalam memasok bahan bakar dan udara ke dalam ruang bakar. Untuk putaran *engine* yang lebih tinggi, maka akan membutuhkan bahan bakar dan udara yang lebih banyak lagi. Sehingga dapat disimpulkan, pengaruh variasi tinggi *maximum valve lift* dapat meningkatkan daya.

4.4.1.2 Grafik Torsi vs Putaran Engine

Torsi merupakan ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Dalam kehidupan sehari-hari, torsi dari *engine* dapat digunakan untuk berakselerasi dan mengatasi hambatan yang ada di jalan. Dari gambar diatas dapat dilihat trendline torsi mulai putaran 1000 rpm hingga 2500 rpm mengalami sedikit penurunan. Namun disaat putaran 6000 rpm – 9000 rpm torsi mengalami penurunan yang sangat drastis seiring pertambahan putaran *engine*. Hal ini terjadi disebabkan pemasokan bahan bakar dan udara ke dalam ruang bakar.



Gambar 4.7 Grafik Torsi vs Putaran Engine

Berdasarkan gambar 4.7 diatas, trendline yang terbentuk adalah parabolic terbuka kebawah. Untuk variasi tinggi *maximum valve lift* dari variasi 1, variasi 2 dan variasi 3 serta kondisi standard mempunyai trendline yang sama. Torsi maksimal pada simulasi port injection (SOHC) terletak pada putaran 1000 rpm dengan variasi 3. Putaran *engine* 1000 rpm dapat dikategorikan putaran rendah.

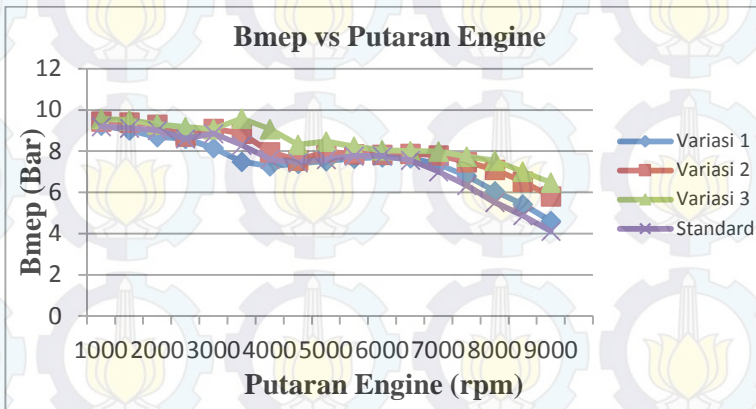
Hal ini dikarenakan pada putaran *engine* 1000 rpm turbelensi aliran masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran bahan bakar dengan udara semakin baik. Putaran *engine* yang semakin tinggi diatas 1000 rpm, akan mengakibatkan torsi yang dihasilkan senakin rendah karena pembakaran campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakar memerlukan waktu. Disaat putaran rendah membutuhkan banyak campuran bahan bakar dan udara agar mendapatkan akselerasi yang tinggi dan mampu mengatasi hambatan. Namun seiring pertambahan putaran *engine* yang lebih tinggi pembakaran tidak terlalu cepat dengan kata lain banyak bahan bakar belum terbakar dalam ruang bakar. Sehingga dapat disimpulkan dengan penambahan tinggi *maximum valve lift* mengalami peningkatan *performance engine* yang cukup significant.

4.4.1.3 Grafik Bmep vs Putaran Engine

Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston. Tekanan efektif rata-rata piston dipengaruhi oleh besarnya campuran bahan bakar dan udara yang masuk pada ruang bakar. Apabila campuran bahan bakar dan udara bercampur dengan ideal maka proses pembakaran yang dihasilkan akan sempurna sehingga didapat tekanan yang maksimal. Semakin meningkatnya putaran *engine*, maka torsi yang dihasilkan semakin besar. Bmep merupakan fungsi dari

torsi, sehingga grafik bmep yang terbentuk identic dengan grafik torsi.

Berdasarkan gambar 4.8 dibawah ini, trendline cam standard dan pengaruh perubahan *maksimum valve lift* dengan variasi 1, variasi 2, variasi 3 adalah sama. Tekanan efektif rata-rata maksimal terletak pada port injection (SOHC) dengan variasi 3 pada putaran engine 3500 rpm dengan nilai Bmep adalah 9,6 bar. Putaran engine 3500 rpm dapat dikategorikan putaran rendah. Perbandingan jumlah bahan bakar dan udara yang kurang ideal dibutuhkan waktu yang sangat lama dalam proses pembakaran. Waktu yang sangat lama dalam pembakaran menghasilkan tekanan yang tidak maksimal. Tekanan yang tidak maksimal mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga rendah, Sehingga efisiensi volumetric akan mengalami penurunan.



Gambar 4.8 Grafik Bmep vs Putaran Engine

4.4.1.4 Grafik Bsfc vs Putaran Engine

Brake specific consumption (bsfc) dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya konsumsi bahan bakar spesifik tergantung dari

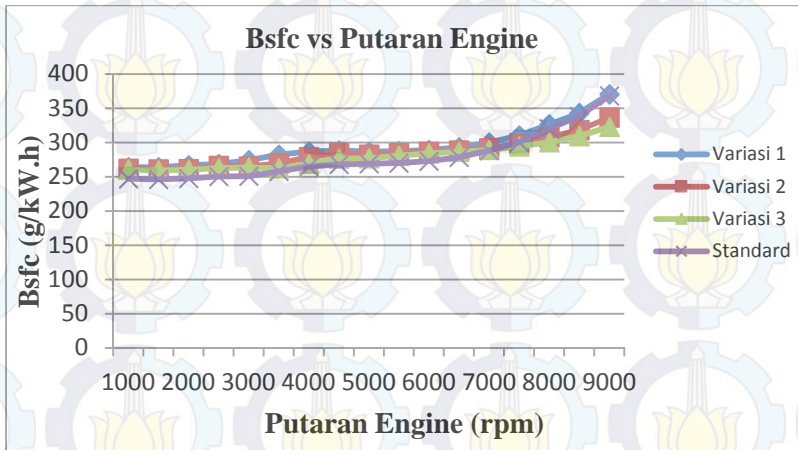
kualitas pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar. Semakin sempurna pembakaran, maka daya yang dihasilkan akan semakin besar. Faktor yang menentukan pembakaran yang sempurna adalah homogenitas campuran bahan bakar dan udara, waktu yang tersedia untuk melakukan pembakaran serta kaya atau miskin campuran udara yang masuk kedalam ruang bakar.

Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada saat putaran mesin rendah ke putaran *engine* tinggi akan mengalami penurunan hingga pada putaran mesin tertentu akan meningkat lagi. Hal ini disebabkan semakin tinggi putaran mesin maka turbulensi aliran juga akan semakin besar sehingga membentuk homogenitas campuran bahan bakar dan udara yang lebih baik dan menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna.

Berdasarkan gambar 4.9 dibawah ini, trendline yang terbentuk adalah parabolic keatas. Bsfsc minimal terletak pada cam standard dengan nilai bsfc 247,16 g/kW.h pada putaran 1000 rpm. Dengan *maksimum valve lift* tinggi pada putaran tinggi didapat konsumsi bahan bakar spesifik yang minimal jika dibandingkan dengan kondisi standard. Hal ini dikarenakan bahan bakar yang sudah bercampur dengan udara di port *intake*, Maka dimungkinkan banyaknya campuran bahan bakar dengan udara di dalam silinder pada ruang bakar medekati kebutuhannya, artinya pada saat putaran *engine* rendah membutuhkan campuran bahan bakar dan udara yang sedikit namun saat putaran *engine* tinggi membutuhkan campuran bahan bakar dan udara yang banyak. Dapat disimpulkan pengaruh variasi *maximum valve lift* dapat meningkatkan *performance engine* dengan penurunan bsfc.

Sehingga untuk putaran engine dibawah 7500 rpm lebih baik memakai tinggi *maximum valve lift* 5,5 mm, dimana banyak digunakan pada jalan pendek dan jalan yang banyak lampu merah yang umumnya pada jalan perkotaan. Sedangkan untuk perjalanan jauh atau antar kota maka disarankan untuk putaran

engine diatas 7500 rpm dengan memakai variasi 3 agar bahan bakar yang dikonsumsi lebih efisien.



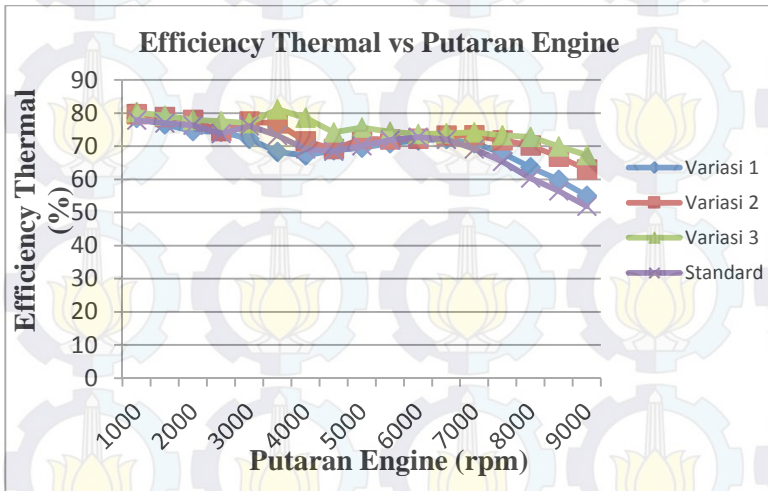
Gambar 4.9 Grafik Bsfc vs Putaran Engine

4.4.1.5 Grafik Efficiency Thermal vs Putaran Engine

Ketika putaran *engine* turun lagi, maka pencampuran bahan bakar berlangsung kurang baik sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Berdasarkan gambar 4.10 dbawah, trendline yang terbentuk adalah parabolic terbuka kebawah. Efisiensi thermal maksimal terletak pada variasi ke 3 dengan putaran *engine* 3500 rpm. Perbedaan ini dikarenakan semakin banyak bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar sehingga semakin banyak pula energy panas yang diubah menjadi daya efektif.

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energy panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Nilai efisiensi thermal tergantung dari homogenitas campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam silinder ruang bakar. Pada putaran

engine tinggi, turbulensi yang terjadi cukup besar sehingga pencampuran bahan bakar dan udara baik tetapi waktu terjadinya pembakaran sangat cepat sehingga bahan bakar banyak yang terbuang. Ketika putaran *engine* turun, akan ada saatnya dimana turbulensi dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang paling optimal.



Gambar 4.10 Grafik Efficiency Thermal vs Putaran Engine

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Beberapa kesimpulan yang bisa diambil dari penelitian ini adalah:

1. Mendapatkan model yang mewakili system aliran bahan bakar engine four stroke 100 cc.
2. Mendapatkan design model system waktu bukaan katup pada aliran bahan bakar injeksi pada engine four stroke 100 cc dengan penambahan sensor dan actuator menggunakan *software Lotus Engine Simulation (LES)*.
3. Hubungan antara kecepatan engine dengan 3 variasi *maximum valve lift* pada *port injection (SOHC)* simulasi disimpulkan bahwa untuk putaran engine dibawah 7500 rpm memakai kondisi standard dengan *maximum valve lift* 5,5 mm dan untuk putaran engine diatas 7500 rpm memakai variasi 3 didapat hasil peningkatan unjuk kerja rata-rata sebesar :
 - Torsi sebesar 9,46 %
 - Daya sebesar 9,68 %
 - Bmep sebesar 9,48 %
 - BSFC sebesar 1,90 %
 - Efisiensi Thermal sebesar 5,24 %

5.2 Saran

1. Untuk penelitian selanjutnya dikembangkan dengan 2 silinder, dimana masih belum banyak terdapat di *engine four stroke*.
2. Dapat mengaplikasikan penelitian ini pada 100 cc keadaan sebenarnya.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

1. Lampiran Data Hasil Eksperimen (Data Referensi Awal)

Putaran Engine (rpm)	Daya (kW)
4000	2,16
4500	2,41
5000	2,73
5500	3,08
6000	3,39
6500	3,64
7000	3,83
7500	3,82
8000	3,53
8500	3,08
9000	2,66

2. Lampiran Data Hasil Validasi Engine Four Stroke 100cc

Putaran Engine (rpm)	Daya (kW)	Torsi (N.m)	Bmep (Bar)	Bsfc (g/kW.h)	Efficiency Thermal (%)
1000	0,74	7,05	9,2	247,16	77,9
1500	1,1	6,99	9,13	246,29	77
2000	1,44	6,9	9,01	247,43	76,3
2500	1,73	6,59	8,61	250,39	73,8
3000	2,13	6,78	8,86	250,99	76,1
3500	2,33	6,35	8,3	257,64	73,2
4000	2,45	5,84	7,62	264,87	69,2
4500	2,69	5,7	7,45	268,18	68,5
5000	3,05	5,82	7,6	269,01	70,1
5500	3,43	5,95	7,77	270,02	71,9
6000	3,74	5,96	7,78	272,81	72,7
6500	3,94	5,8	7,57	278,53	72,1
7000	3,94	5,37	7,02	288,13	69,2
7500	3,82	4,86	6,35	300,56	65,4
8000	3,54	4,23	5,52	320	60,4
8500	3,33	3,74	4,88	338,47	56,5
9000	2,97	3,15	4,12	368,03	51,9

3. Lampiran Data Hasil Uji Simulasi dengan Kondisi Variasi 1

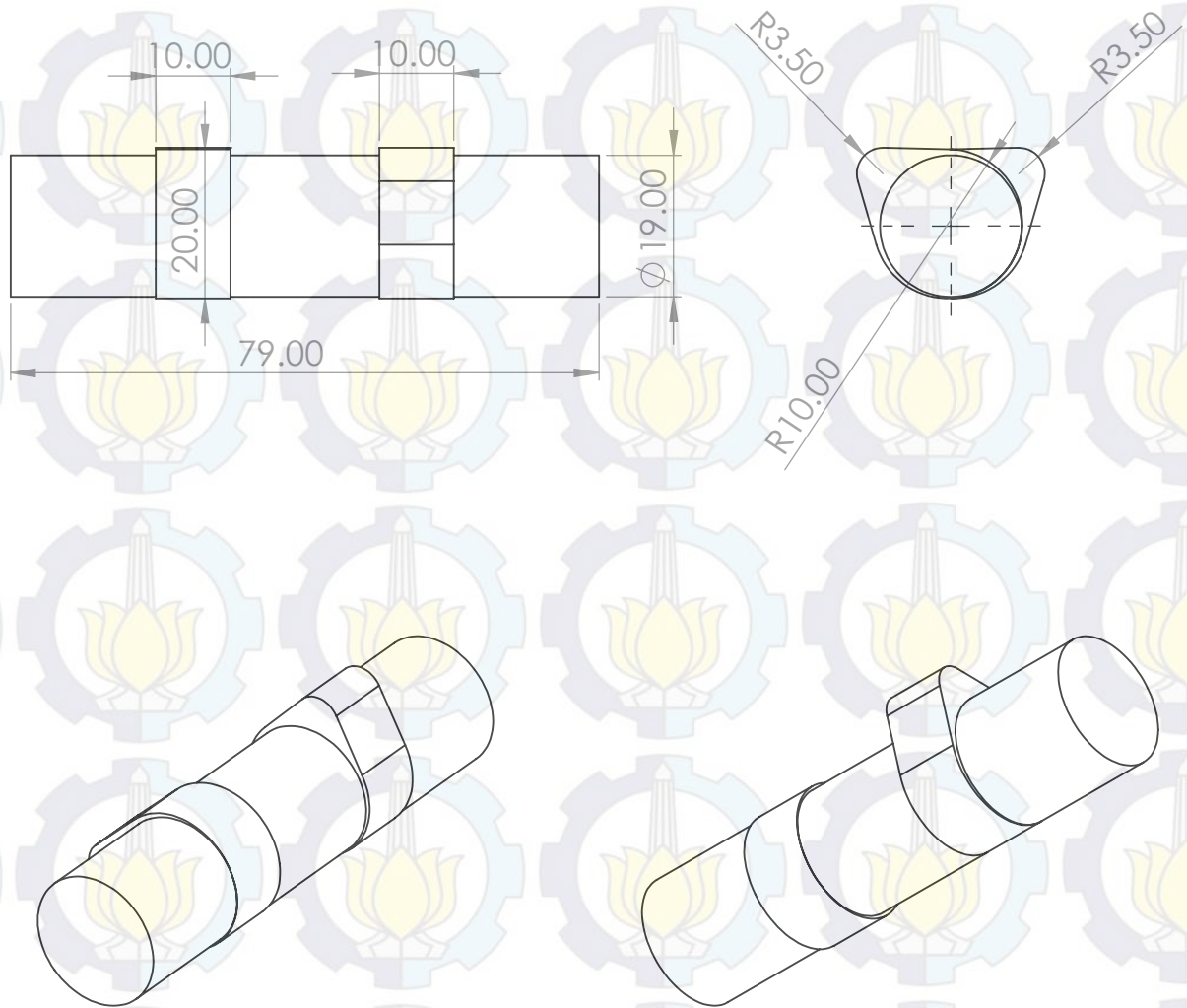
Putaran Engine (rpm)	Daya (kW)	Torsi (N.m)	Bmep (Bar)	Bsfc (g/kW.h)	Efficiency Thermal (%)
1000	0,74	7,08	9,25	263,84	78,5
1500	1,08	6,91	9,02	263,99	76,6
2000	1,39	6,66	8,69	266,56	74,6
2500	1,73	6,59	8,61	268,49	74,4
3000	1,97	6,26	8,17	274,43	72,3
3500	2,11	5,74	7,5	282,25	68,3
4000	2,33	5,57	7,27	286,61	67,2
4500	2,67	5,66	7,4	288,34	68,8
5000	3,02	5,77	7,53	286,71	69,6
5500	3,37	5,86	7,65	287,34	70,9
6000	3,71	5,9	7,71	289,3	71,8
6500	4	5,87	7,67	292,87	72,2
7000	4,13	5,63	7,36	299,79	70,9
7500	4,09	5,21	6,81	310,23	67,9
8000	3,89	4,65	6,07	326,54	63,7
8500	3,69	4,15	5,42	342,95	59,9
9000	3,33	3,54	4,62	370,67	55,1


4. Lampiran Data Hasil Uji Simulasi dengan Kondisi Variasi 2

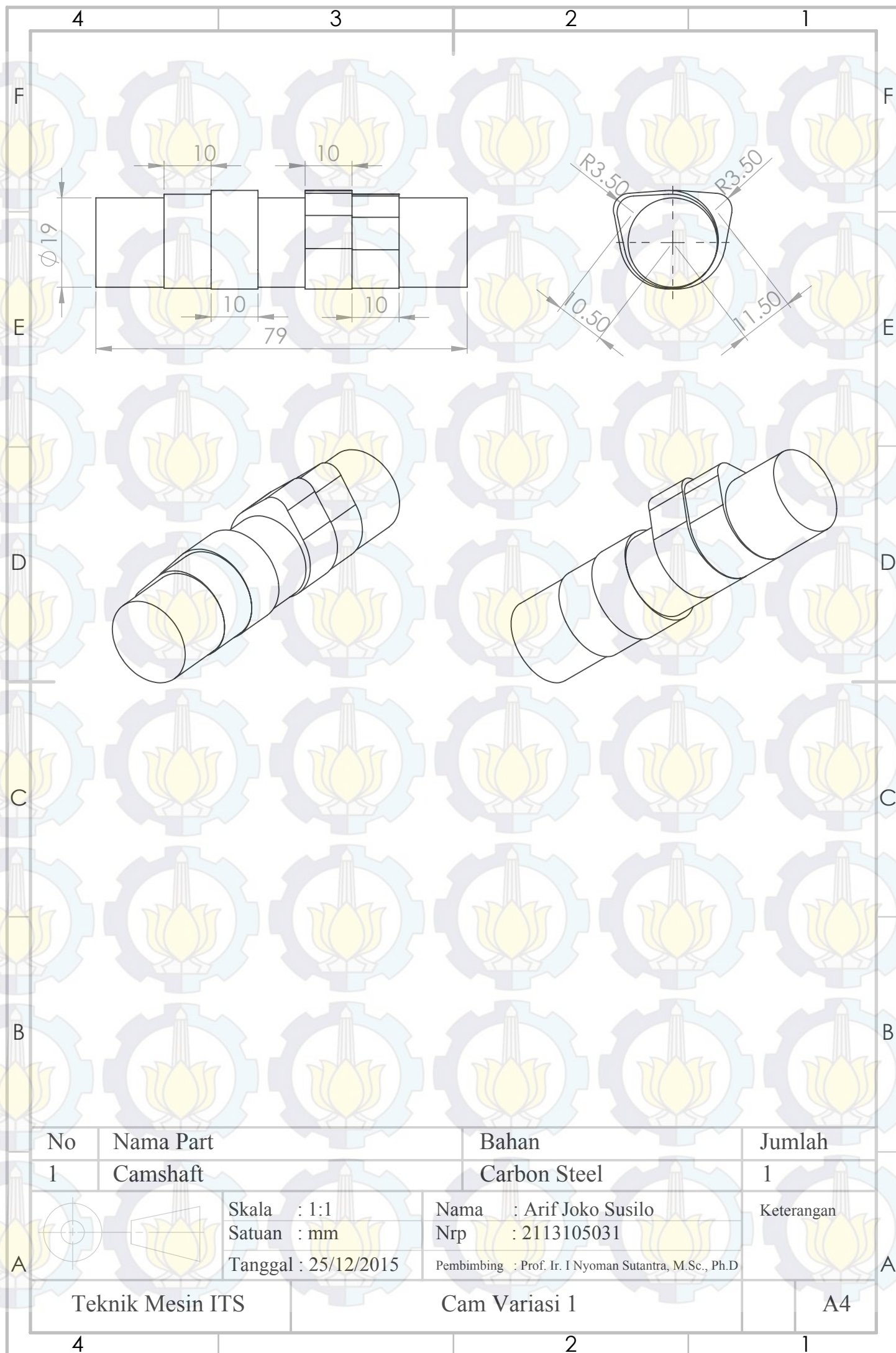
Putaran Engine (rpm)	Daya (kW)	Torsi (N.m)	Bmep (Bar)	Bsfc (g/kW.h)	Efficiency Thermal (%)
1000	0,76	7,24	9,46	261,69	79,7
1500	1,13	7,2	9,4	260,51	78,8
2000	1,49	7,11	9,29	261,26	78
2500	1,75	6,67	8,72	265,9	74,6
3000	2,19	6,97	9,1	264,66	77,5
3500	2,49	6,79	8,86	269,35	76,9
4000	2,55	6,61	7,96	278,5	71,5
4500	2.72	5,78	7,55	284,88	69,2
5000	3,2	6,1	7,97	282,11	72,3
5500	3,47	6,02	7,87	284,27	72,1
6000	3,77	6	7,83	286,36	72,3
6500	4,11	6,04	7,89	288,09	73,2
7000	4,38	5,98	7,81	291,7	73,3
7500	4,5	5,72	7,48	298,25	71,8
8000	4,55	5,43	7,1	307,55	70,2
8500	4,45	5	6,53	318,22	66,9
9000	4,2	4,46	5,82	336,6	63

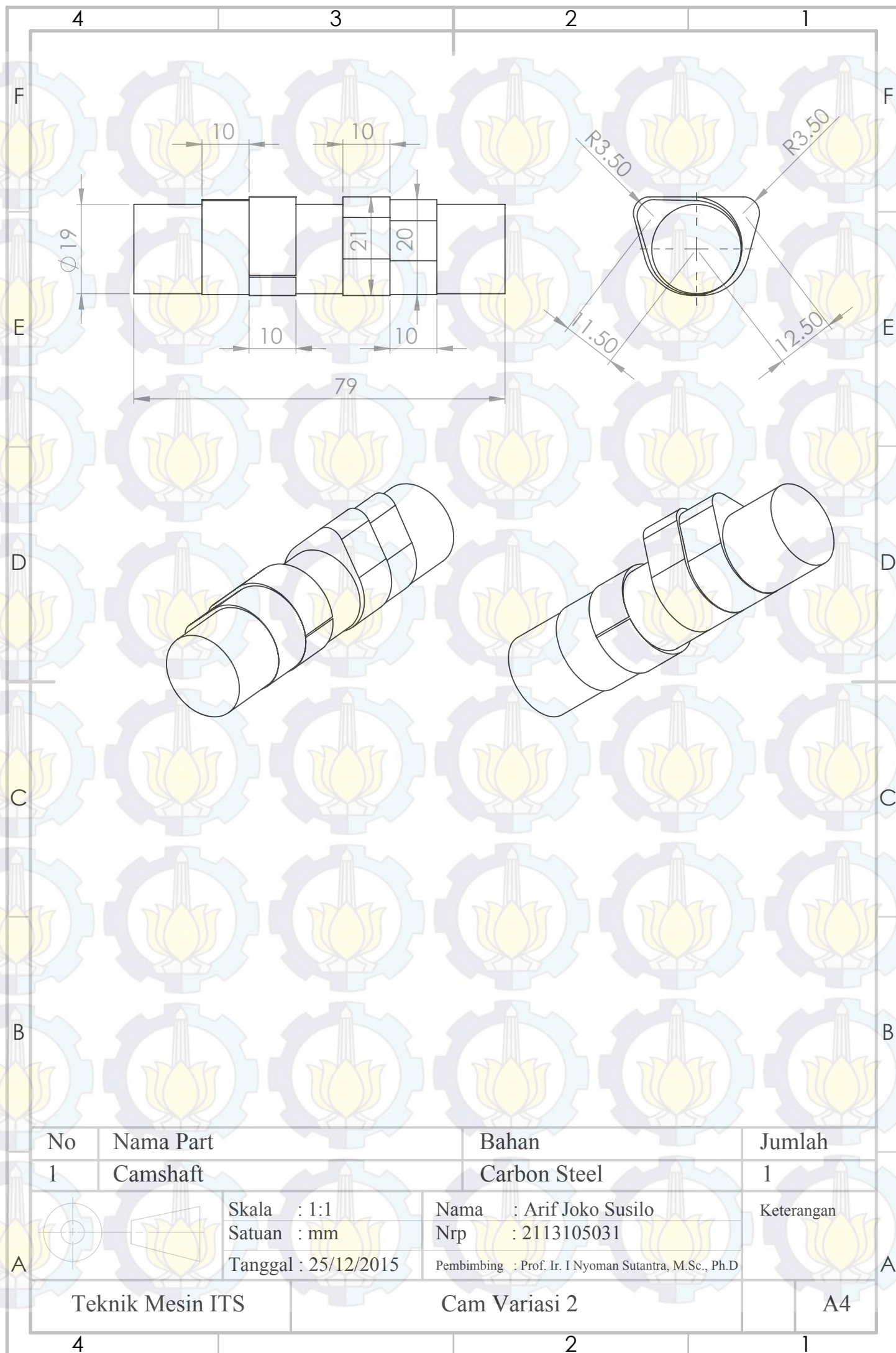
5. Lampiran Data Hasil Uji Simulasi dengan Kondisi Variasi 3


Putaran Engine (rpm)	Daya (kW)	Torsi (N.m)	Bmep (Bar)	Bsfc (g/kW.h)	Efficiency Thermal (%)
1000	0,77	7,33	9,57	260,61	80,3
1500	1,14	7,27	9,5	259,25	79,2
2000	1,49	7,13	9,32	260,02	78
2500	1,84	7,03	9,18	262,49	77,6
3000	2,18	6,95	9,08	263,39	77
3500	2,7	7,35	9,6	262,73	81,2
4000	2,91	6,95	9,08	269,06	78,6
4500	3	6,37	8,32	276,74	74,2
5000	3,4	6,49	8,48	277,11	75,6
5500	3,63	6,3	8.22	280,95	74,4
6000	3,88	6,17	8.06	284	73,7
6500	4,18	6,14	8.01	286,46	73,9
7000	4,48	6,12	7.99	289,06	74,2
7500	4,66	5,93	7,75	294,13	73,3
8000	4,83	5,77	7,54	300,29	72,8
8500	4,78	5.37	7.02	309,41	66,9
9000	4,68	4,96	6.48	322,63	67,3

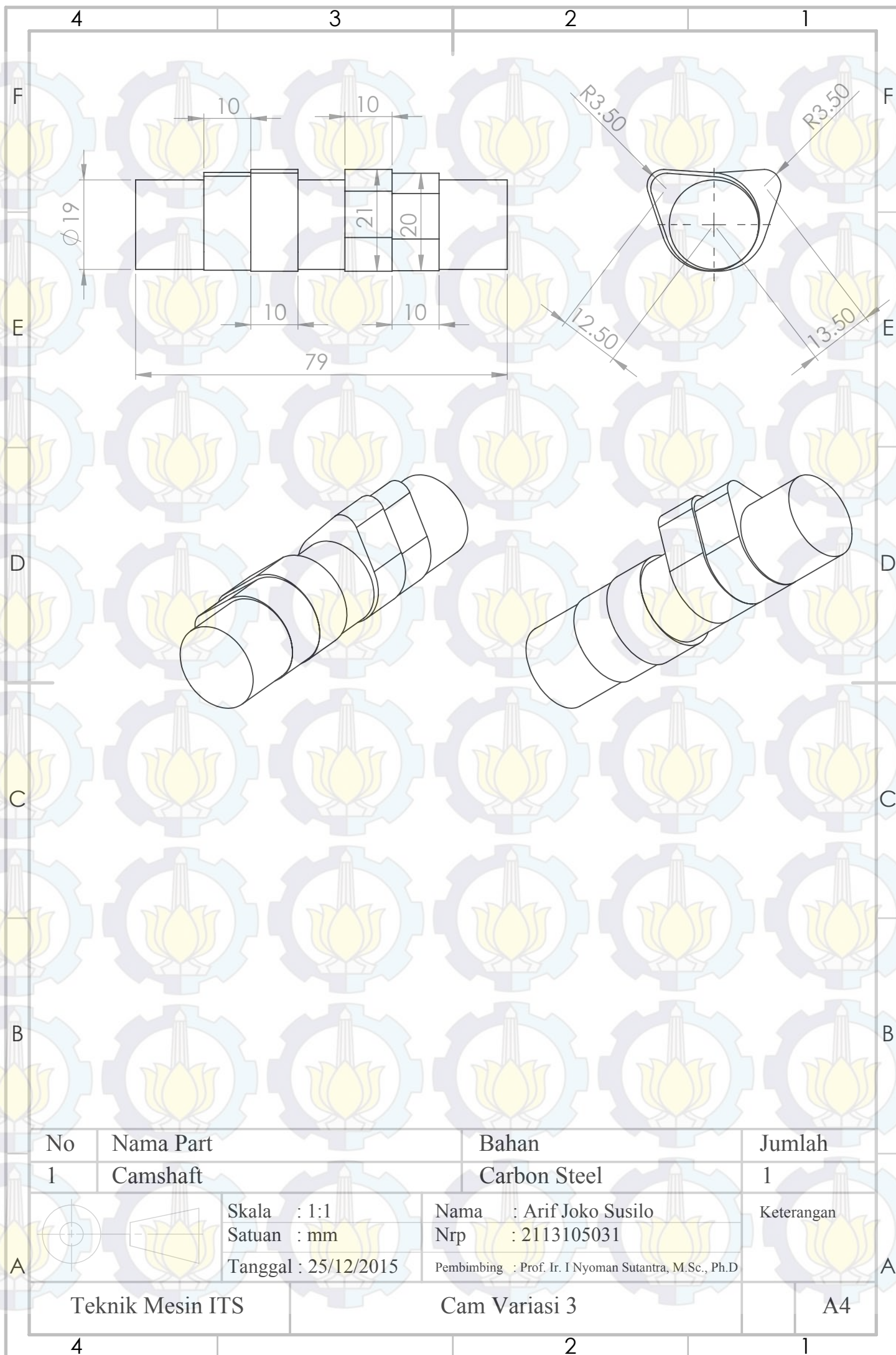


No	Nama Part	Bahan	Jumlah
1	Camshaft	Carbon Steel	1
	Skala : 1 : 1	Nama : Arif Joko Susilo	Keterangan
	Satuan : mm	Nrp : 2113105031	
	Tanggal : 25/12/21015	Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D	
Teknik Mesin ITS		Cam Standard	A4





No	Nama Part	Bahan		Jumlah
1	Camshaft	Carbon Steel		1
	Skala : 1:1	Nama : Arif Joko Susilo	Keterangan	
	Satuan : mm	Nrp : 2113105031		
	Tanggal : 25/12/2015	Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D		
Teknik Mesin ITS		Cam Variasi 2		A4



No	Nama Part	Bahan	Jumlah
1	Camshaft	Carbon Steel	1
Skala : 1:1 Satuan : mm Tanggal : 25/12/2015		Nama : Arif Joko Susilo Nrp : 2113105031 Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D	Keterangan
Teknik Mesin ITS		Cam Variasi 3	A4

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rase, Ulf and Kuhn, Thomas. (2000). *The application of variable event valve timing to a modern diesel engine.* **Society of Automotive Engineers.**
- [2] Mianzo, Lawrence and Peng, Huei. (2000). *Modeling and Control of a Variable valve Timing Engine.* **Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan.**
- [3] Dui, Chen Jia. (2014). *Dynamic Simulation and Experiments of a Noval Variable Valve Timing System.* **Departement of Mechanical Engineering, University of Guizhou.**
- [4] M. Ghazal, Osama M and Najjar, Yousef S. (2013). *Modeling the effect of Variable Timing of the Exhaust valves on SI Engine Emissions for greener Vehicle.* **Department of Mechanical Engineering, Jordan University of Science and Technology.**
- [5] Yoshia, Fajardo Juli (2012) “Analisa Pengaruh Perubahan Tinggi Buka-an Katup Terhadap Kinerja Motor Bakar Otto”.
- [6] Mathur, M. L., & Sharma, R.P. (1980). *A Course in Internal Combustion Engine 3rd Edition.* Delhi: **Dhanpat Rai & Son, Inc.**
- [7] Anonim. 2015. Ini dia Spesifikasi Pertamina Peartalite,Ron 90 Warnanya Hijau Jernih. <http://pertamax7.com/2015/05/09/ini-dia-spesifikasi-pertamina-pertalite-ron-90-warnanya-hijau-jernih/>di akses Juli 25, 2015.
- [8] Parilian Siregar, Muara Maju (2014) “Optimasi Sistem Pemasukan Bahan Bakar Pada Mesin Sinjai 650 cc”.
- [9] Anonim. 2015. Memahami Lebih Dalam Variable Valve Actuation,SupayaFaham Kegunaannya.<http://motogokil.com/2015/01/28/memahami-lebih-dalam-variable-valve->

[actuation-supaya-faham-kegunaannya/](#) di akses Juli 28, 2015.

- [10] Graham Bell, A (1981) “ *Performance Tuning in Theory and Practice four Strokes*”
- [11] Lotus Engine Simulation (LES) Getting Started.

Riwayat Penulis



Penulis dilahirkan di Bantul pada tanggal 28 Juli 1992 dan merupakan anak pertama dari 3 bersaudara. Penulis menyelesaikan masa studi Sekolah Dasar di SDN Tamansari II, Kec. Wirobrajan, Kota Yogyakarta pada tahun 2004, dilanjutkan ke SMPN 11 Yogyakarta lulus pada tahun 2007 dan SMK PIRI 1 Yogyakarta lulus pada tahun 2010.

Selepas SMK, penulis melanjutkan studinya di Universitas Gadjah Mada mengambil Program Diploma Teknik Mesin lulus tahun 2013. Pada tahun 2013 penulis memutuskan untuk melanjutkan studinya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Jurusan Teknik Mesin Program Lintas Jalur pada tahun ajaran 2013/2014. Penulis aktif kegiatan ekstrakurikuler futsal baik di jurusan S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri maupun ITS. Penulis mengambil studi design otomotif sebagai topik dasar Tugas Akhir penulis. Pada tahun 2016 penulis berhasil menyelesaikan studi S1-nya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.